

## PROJECTE O TESINA D'ESPECIALITAT

**Títol**

**ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR  
DE FUSTE METÁLICO**

**Autor/a**

**JOANA TEIXIDÓ TEJEDOR**

**Tutor/a**

**ROLANDO CHACÓN FLORES**

**Departament**

**ESTRUCTURAS METÁLICAS**

**Intensificació**

**INGENIERIA DE CAMINOS, CANALES Y PUERTOS DE BARCELONA**

**Data**

**14/05/2014**



# AGRADECIMIENTOS

A mi tutor, Rolando Chacón Flores:

En primer lugar, agradecerle el saberme transmitir el deseo por la investigación y la pasión por el conocimiento, y mostrarme el mundo de la energía eólica, desconocido antes para mí, haciendo de éste un posible sendero por el que seguir en mi futura carrera profesional.

En segundo lugar, aprecio muy gratamente las horas invertidas en las tutorías, así como también las aclaraciones y guías en mis momentos de frustración que sin lugar a dudas han hecho que este trabajo sea un trabajo fructífero.

Termino diciendo, que me orgullece haber compartido esta investigación junto con mi tutor.

A mi familia:

A todos ellos, a todos los que siempre están a mi lado y entienden mis preocupaciones y mis ganas de hacer bien las cosas. Son comprensibles, atentos y agradezco su confianza en mí ante este estudio de investigación, completamente nuevo para mí.

A mis compañeras de piso:

Agradezco su apoyo en mí, su cuidado hacia mí porque son las pequeñas cosas del día a día, los pequeños detalles que hacen que los buenos resultados lleguen con paciencia y dedicación.

A mi pareja:

No hay palabras con las que agradecerle su atención incondicional hacia mí. Aprendo con él que las metas no las consigo nunca sola, si no que siempre a su lado.

# RESUMEN

**TÍTULO:** Estudio Dinámico en un Aerogenerador de fuste metálico

**AUTORA:** Joana Teixidó Tejedor

**TUTOR:** Rolando Chacón Flores

**PALABRAS CLAVE:** aerogenerador, frecuencias, análisis dinámico modal, análisis steady state

En los últimos años las energías renovables han conseguido un relevante papel en el ámbito económico social, a nivel mundial. La energía eólica en su parte, absorbe gran parte de esta actividad por sus cualidades positivas en cuanto a producción de energía desde un razonable coste.

Es aquí, desde este sencillo interés, donde nace la necesidad de investigación en la innovación de los aerogeneradores tanto por lo que hace a su diseño como por sus capacidades dinámicas funcionales.

En la presente investigación se presenta el diseño realista tridimensional de un aerogenerador de eje horizontal constituido por 3 aspas mediante la utilización del software ABAQUS Simulia, a partir del cual se realiza un estudio de las frecuencias naturales de todos los elementos que constituyen la estructura y dos análisis dinámicos en el aspa y la torre tubular (*modal dynamics* i *steady state*) con variación en 3 parámetros (material, damping estructural, fuerzas externas)

De los análisis realizados se extraen los resultados en formas de gráficas y tablas, y se comentan los resultados obtenidos en los estudios.

# ABSTRACT

**TITLE:** Dynamic Study of a Wind Turbine

**AUTHOR:** Joana Teixidó Tejedor

**TUTOR:** Rolando Chacón Flores

**KEY WORDS:** wind turbine, modal dynamic analysis, steady state analysis, natural frequencies

In recent years renewable energy has achieved a prominent role in the social economic, worldwide. The positive qualities of wind power in terms of energy productions with a reasonable cost make a perfect environment in order to invest in it. From this simple interest is where the need for research on innovation of the wind turbines born in order to improve its design and its functional dynamic capabilities.

Realistic three-dimensional design of a horizontal axis wind turbine with three blades is presented in this study by using the ABAQUS Simulia software.

This prototype designed is used in a study of natural frequencies of all the elements which are the constituents of the structure. In addition two analysis are carried out in one blade and tubular tower. These two analysis are: modal dynamics direct and steady state analysis by varying 3 parameters (material, structural damping , external forces)

By using graphs and tables is shown the results extracted in this research, after all the results of the studies are discussed.





***RENEWABLE ENERGY***

## ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	4
2	OBJETIVOS	6
2.1	INTRODUCCIÓN	6
2.2	OBJETIVO GENERAL	6
2.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	7
3	ESTADO DEL ARTE	8
3.1	INTRODUCCIÓN	8
3.2	ENERGÍA EÓLICA	9
3.2.1	SITUACIÓN ACTUAL DE LA GENERACIÓN DE LA ENERGÍA EÓLICA	10
3.3	ESTRUCTURA DE UN AEROGENERADOR	15
3.4	RETROSPECTIVA DE LOS ESTUDIOS DINÁMICOS EN UN AEROGENERADOR	20
4	MODELO NUMÉRICO	26
4.1	INTRODUCCIÓN	26
4.2	ABAQUS SOFTWARE	27
4.3	MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	28
4.4	ESTUDIOS DINÁMICOS	29
4.4.1	CÁLCULO DE FRECUENCIAS	30
4.4.2	ANÁLISIS DINÁMICO MODAL	31
4.4.3	ANÁLISIS STEADY STATE	32
4.5	PROCESO DE MODELADO DEL AEROGENERADOR	34
4.5.1	DISEÑO DE LAS PALAS	34
4.5.2	DISEÑO DE LA TORRE	36
4.5.3	ROTOR	37
4.5.4	TURBINA EÓLICA	38



5	DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA Y MATERIAL	41
5.1	INTRODUCCIÓN	41
5.2	CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS	42
5.2.1	TORRE TUBULAR	42
5.2.2	PALAS (BLADES)	46
5.2.3	BUJE (HUB)	49
5.2.4	GÓNDOLA (GENERADOR y GEARBOX)	50
5.3	DEFINICIÓN DE LOS MATERIALES	52
5.3.1	TORRE TUBULAR	52
5.3.2	PALAS	53
5.3.3	BUJE	54
5.3.4	GÓNDOLA	55
6	ESTUDIO DE FRECUENCIAS NATURALES	56
6.1	INTRODUCCIÓN	56
6.2	PALAS (BLADE)	57
6.2.1	CÁLCULO DE LAS FRECUENCIAS NATURALES DE UNA PALA	57
6.2.2	COMPARACIÓN DEL MODELO	59
6.3	ROTOR	67
6.3.1	FRECUENCIAS DEL ROTOR	67
6.4	TORRE TUBULAR	71
6.4.1	CÁLCULO DE LAS FRECUENCIAS NATURALES	71
6.5	TORRE EÓLICA COMPLETA	74
6.5.1	FRECUENCIAS NATURALES DE LA TORRE EÓLICA	74
6.6	COMPARACIÓN DE LAS FRECUENCIAS NATURALES OBTENIDAS PARA LOS DISTINTOS ELEMENTOS	79

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

7	ESTUDIO DINÁMICO MODAL Y STEADY STATE	81
7.1	INTRODUCCIÓN	81
7.2	ASPA DEL AEROGENERADOR	82
7.2.1	DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS. Damping Estructural y Material	83
7.2.2	CARGA PRODUCIDA POR EL VIENTO	83
7.2.3	ANÁLISIS DINÁMICO MODAL	85
7.2.4	ANÁLISIS STEADY-STATE	93
7.3	TORRE DEL AEROGENERADOR	100
7.3.1	DEFINICIÓN DE LAS FUERZAS EXTERNAS	100
7.3.2	DEFINICIÓN DEL DAMPING ESTRUCTURAL	102
7.3.3	ANÁLISIS DINÁMICO MODAL	103
7.3.4	ANÁLISIS DINÁMICO STEADY STATE	104
8	CONCLUSIONES	107
8.1	INTRODUCCIÓN	107
8.2	CONCLUSIONES DEL TRABAJO	108
9	BIBLIOGRAFÍA	113

## FIGURAS

Figura 3.1. Capacidad instalada de energía en la UE en MW desde el 2000 al año 2013 (EWEA)

Figura 3.2. Generación neta de energía en la Unión Europea en el período 2000-2013 (EWEA)

Figura 3.3 Comparación de la capacidad total instalada de energías en el año 2000 (gráfico de la izquierda) y en el año 2013 (gráfico de la derecha) (EWEA)

Figura 3.4 Instalación anual de energía eólica en la Unión Europea (EWEA)

Figura 3.5 Comparación porcentual de las energías instaladas en el 2013 en la Unión Europea

Figura 3.6 Comparación porcentual de las energías renovables instaladas en el 2013 en la Unión Europea (EWEA)

Figura 3.7 Partes representativas de un Aerogenerador

Figura 3.8 Ejemplo de torre en celosía, torre mástil y torre tubular troncocónica

Figura 3.9 Partes de la Góndola de un Aerogenerador

Figura 3.10 Evolución al largo del tiempo de las dimensiones de las turbinas eólicas

Figura 4.1 Esquema simplificado del Método de los Elementos Finitos

Figura 4.1 Dibujos de las 3 secciones elípticas

Figura 4.3 Dibujo de los rigidizadores del aspa

Figura 4.4 Dibujo del torre tubular troncocónico

Figura 4.5 Dibujo del rotor. Palas-Buje-main shaft

Figura 4.6 Dibujo del Aerogenerador Completo

Figura 4.7 Dibujo del Aerogenerador Completo. Vista frontal y trasera

Figura 4.8 Dibujo de detalle de la parte del rotor

Figura 5.1 Ejemplificación de las distintas partes de la turbina

Figura 5.2 Definición geométrica de la Sección 1 y Sección 2 de la torre

Figura 5.3 Definición geométrica de la Sección 3 y Sección 4 de la torre

Figura 5.4 Esquema del NACA airfoil 4412

Figura 5.5 Twist, Thickness, Chord de la pala. Structural Efficiency of a wind turbine

Figura 5.6 Geometría del buje (Guidelines for Design of Wind turbines – DNV/RISØ)

Figura 5.7 Góndola (catálogo Gamesa)

Figura 5.8 Geometría simplificada utilizada en el diseño de la Góndola (Gearbox, Generador y Main Shaft)

Figura 6.1 Frecuencias naturales de los primeros modos de vibración del aspa

Figura 6.2 Esquema de la sección (mm) del Diseño 1

Figura 6.3 Frecuencias naturales del Diseño 1 simplificado

Figura 6.4 Dibujo del Diseño 2

Figura 6.5 Frecuencias naturales del aspa Diseño simplificado 2

Figura 6.6 Modos de vibración de los tres Diseños estudiados

Figura 6.7 Relación unívoca entre el punto de referencia y la base exterior del eje principal de rotación

Figura 6.8 Principales modos de vibración del rotor (Buje, aspas, eje principal de rotación)

Figura 6.9 Modos de vibración representativos de la torre

Figura 6.10 Modos de vibración del aerogenerador completo

Figura 7.1 Parámetro de rugosidad en función del tipo de terreno (DNV)

Figura 7.2 Presión de viento aplicada en el aspa

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

Figura 7.3. Análisis dinámico. Damping Estructural 1.782%

Figura 7.4 Análisis Dinámico. Damping Estructural 2.021%

Figura 7.5 Análisis Dinámico. Damping Estructural 2.468%

Figura 7.6 Análisis Dinámico. Damping Estructural 3.227%

Figura 7.7 Análisis Dinámico. Damping Estructural 3.603%

Figura 7.8 Análisis Dinámico. Damping Estructural 5.571%

Figura 7.9 Análisis Dinámico. Damping Estructural 5.807%

Figura 7.10. Análisis Dinámico en función del Damping Estructural predeterminado (EGlass)

Figura 7.11 Análisis Dinámico en función del Damping Estructural predeterminado (Aramid Kevlar)

Figura 7.12 Análisis Dinámico en función del Damping Estructural predeterminado (Fiber Carbon)

Figura 7.13 Análisis Steady State. Damping Estructural 1.782%

Figura 7.14 Análisis Steady State. Damping Estructural 2.021%

Figura 7.15 Análisis Steady State. Damping Estructural 2.468%

Figura 7.16 Análisis Steady State. Damping Estructural 3.227%

Figura 7.17. Análisis Steady State. Damping Estructural 3.603%

Figura 7.18 Análisis Steady State. Damping Estructural 5.571%

Figura 7.19 Análisis Steady State. Damping Estructural 5.807%

Figura 7.20 Análisis Steady State. Material Kevlar Aramid

Figura 7.21 Análisis Steady State. Material EGlass

Figura 7.22 Análisis Steady State. Material Fiber Carbon

Figura 7.23 Análisis Dinámico Modal (Torre)

Figura 7.24 Desplazamiento de la parte superior de la torre en función de la variación  $F_h$

Figura 7.25 Desplazamiento de la parte superior de la torre en función de la variación  $F_h$  (zoom de la zona de interés)

# ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

## TABLAS

Tabla 5.1. Especificaciones geométricas de las diferentes secciones de la torre metálica

Tabla 5.2 Especificaciones geométricas de las diferentes secciones de la pala

Tabla 5.3 Especificaciones geométricas de la Góndola

Tabla 5.4 Propiedades del acero estructural utilizado en la torre tubular

Tabla 5.5 Propiedades mecánicas FRP composites

Tabla 5.6 Propiedades del hierro fundido (cast iron)

Tabla 5.7 Propiedades del hierro fundido (GGG-40 cast iron)

Tabla 6.1 Frecuencias naturales del aspa del aerogenerador según el material utilizado

Tabla 6.2. Frecuencias naturales del aspa del aerogenerador Diseño simplificado 1

Tabla 6.3 Frecuencias naturales del aspa del aerogenerador Diseño simplificado 2

Tabla 6.4 Diferencias porcentuales entre las frecuencias conseguidas en el Diseño 1 y Diseño y el prototipo de aspa realista diseñado

Tabla 6.5 Frecuencias naturales del rotor según los tres materiales utilizados

Tabla 6.6 Frecuencias naturales de la torre del aerogenerador

Tabla 6.7 Frecuencias naturales del aerogenerador en su totalidad

Tabla 6.8 Diferencias porcentuales de las primeras frecuencias naturales entre el Rotor, la Torre y el Aerogenerador completo

Tabla 7.1 Valores empleados de los parámetros: Damping Estructural, Materiales

Tabla 7.2 Diferencias porcentuales de desplazamiento entre los distintos materiales empleados

Tabla 7.3 Fuerza gravitatoria ( $F_z$ ) contemplada en el estudio paramétrico

Tabla 7.3 Variación de la fuerza horizontal aplicada (Toneladas)

Tabla 7.4 Máximos desplazamientos (mm) en función de la variación de la  $F_h$   
(Análisis Dinámico Modal)

Tabla 7.5 Máximos desplazamientos (mm) en función de la variación de la  $F_h$   
(Análisis dinámico Steady State)

# ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

# 1 INTRODUCCIÓN

En las últimas décadas la demanda de producción de energías renovables ha crecido notablemente conduciéndonos hacia una plétórica era de investigación en posibles soluciones técnicas. La previsión de escasez de combustible en un futuro no muy lejano combinado con el impacto negativo medioambiental causado por la producción de energía eléctrica mediante procesos tradicionales ha forzado el deseo de explorar nuevas direcciones en cuanto a producción de energía se refiere. Así pues, recientemente las energías renovables se han convertido en el imprescindible sujeto de investigación.

La comprensión de la dinámica de las torres eólicas en su conjunto es de un interés apreciable para el ingeniero estructural, especialmente con la proliferación del sector eólico en todo el mundo. El conocimiento del comportamiento dinámico de los subcomponentes del sistema así como su interacción entre ellos, es vital para asegurar la duración de la estructura.

En análisis de diseños convencionales, la masa de los componentes (rotor y sus alas) es simplificada y agrupada en la parte superior de la torre. Mientras que esta simplicidad es atractiva, resulta económicamente ineficiente su diseño, debido a su alto conservatismo da lugar a muchísimas incertezas.

En la presente investigación se propone un estudio de vibraciones de una turbina de viento y sus respectivas alas ensambladas. El ensamblaje de esta turbina de viento consiste en tres alas conectadas a la parte superior de una torre flexible anular, constituyendo en su totalidad un cuerpo dinámico múltiple.

El modelo intentará aproximarse lo más posible a una turbina eólica real, de forma que los resultados finales de las frecuencias se puedan ajustar en los expuestos en referencias bibliográficas.

Para realizar los estudios se utiliza el software ABAQUS, el cual resuelve todo tipo de problemas, desde un simple análisis lineal hasta soluciones complejas no lineales, mediante el método de los elementos finitos.

La fiabilidad de una turbina de viento es imprescindible para extraer la máxima cantidad de energía del viento. Así pues para mantener en operación una turbina de viento es necesario un sistema de control por monitorización (CMS, Condition Monitoring System) y un sistema de detección de fallos (FDS, Fault Detection System).

La implementación en sistemas de monitorización (HMS, Health Monitoring System) tiene grandes beneficios, permitiendo evitar catastróficos fallos y efectos secundarios, reducir los costes por mantenimiento y supervisar los posibles cambios inesperados.

Con relación a la monitorización de las turbinas de viento, un análisis de vibraciones es un estudio necesario para avanzar en la investigación en este campo. Entonces, analizar las frecuencias características de una torre eólica, considerando sus tres partes en un sistema único: torre, cabina y alas, es de gran interés.

Existen varios estudios que analizan el sistema de la torre o la cabina por separado, pero muy pocos que estudien su funcionalidad como un sistema en su conjunto, así pues este documento pretende profundizar en este campo aportando unas conclusiones fiables y útiles para el avance en futuras investigaciones.



## **2 OBJETIVOS**

### **2.1 INTRODUCCIÓN**

En este capítulo se plantea los objetivos a realizar en este estudio. Los objetivos que se muestran a continuación marcan el camino a seguir en la investigación.

### **2.2 OBJETIVO GENERAL**

Al observar una carencia en el estudio dinámico de frecuencias de una turbina eólica con fuste metálico considerando en un solo conjunto todas sus partes (torre, cabina, alas), se presenta esta tesina con objetivo de proponer un diseño realista

tridimensional de una torre eólica para el estudio de frecuencias mediante el método de los elementos finitos, a través del programa Abaqus.

Se añade en la recerca, análisis paramétricos por lo que hace a los elementos constituyentes de la turbina eólica: aspa y torre tubular.

### 2.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Los objetivos específicos de esta investigación son los siguientes:

- Estudio previo de recopilación de información para lo que al sector eólico se refiere y su evolución. Reseña histórica con el fin de contextualizar las bases de la energía eólica y su necesidad de profundizar en el estudio dinámico de la estructura.
- Realizar el modelo tridimensional de elementos finitos de una complete turbina eólica (torre, cabina, alas) lo más realista posible mediante el software Abaqus.
- Estudio de las frecuencias y modos de vibración de la estructura en cuestión mediante los análisis de vibraciones que facilita el programa Abaqus, comparándolos con las frecuencias naturales obtenidas en cada uno de los elementos constituyentes de la turbina, con el fin de garantizar la durabilidad de la estructura.
- Realizar dos estudios dinámicos (dinámico modal y steady state) variando los materiales utilizados en una de las aspas de la turbina, con el fin de analizar la sensibilidad de la estructura ante ello al aplicar una presión de viento sobre una de las caras.
- Mediante dos estudios dinámicos, dinámico modal y steady state, se realiza un estudio paramétrico para hallar el desplazamiento del punto más alto de la torre producido por la aplicación de una fuerza vertical y otra horizontal concentradas en la tapa superior de la misma.
- Analizar los resultados obtenidos, para dar una conclusión y valoración final del trabajo realizado.

## **3 ESTADO DEL ARTE**

### **3.1 INTRODUCCIÓN**

En el siguiente apartado se pretende hacer una breve introducción a la energía eólica, analizando su evolución en la historia y su importancia en el mundo económico actual. Una breve reseña de los estudios y avances conseguidos en el estudio de frecuencias concibiendo la estructura como un conjunto, son los detalles que se presenta a continuación.

### 3.2 ENERGÍA EÓLICA

La Unión Europea tiene objetivos ambiciosos en materia de medio ambiente y política energética. La nueva legislación fija objetivos nacionales obligatorios que corresponden al 20% de energías renovables en el consumo total de energía de la comunidad para el año 2020 y plantea un 10% como objetivo mínimo obligatorio para ser alcanzado por todos los estados miembros de la Unión Europea.<sup>1</sup>

Es aquí cuando los recursos eólicos claramente tienen un papel vital que desempeñar en el logro de estos objetivos. La generación de la energía eólica, así como la innovación en tecnologías para conseguir mayor energía utilizable, son los principales intereses de las grandes empresas de investigación.

La energía eólica puede describirse como aquella que se obtiene gracias al aprovechamiento de la fuerza que se genera con el movimiento del aire en la troposfera.

El viento es aire en movimiento y proviene indirectamente de la energía solar. Este movimiento de masas de aire se origina por las diferencias de temperaturas causadas por la radiación solar sobre la superficie terrestre.

Aproximadamente el 2% de la energía que llega del sol se transforma en energía cinética de los vientos atmosféricos. El 35% de esta energía se disipa en la capa atmosférica a tan solo un kilómetro por encima del suelo. Del resto se estima que por su aleatoriedad y dispersión solo podría ser utilizada 1/13 parte, cantidad que sería suficiente para abastecer 10 veces el consumo de energía primaria mundial del año 2020 (10.000 Millones de toneladas equivalentes de petróleo, Mtep), de ahí su enorme potencial e interés.<sup>2</sup> (Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. IDAE, 2006)

Al incidir el viento sobre las palas de una aeroturbina se produce un trabajo mecánico de rotación que mueve a su vez un generador para producir electricidad. La cantidad

---

<sup>1</sup> Europe's onshore and offshore wind energy potential. EEA Technical report nº6. (2009)

<sup>2</sup> Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. IDAE. (2006). *Energía Eólica*. España.

de energía del viento depende de tres parámetros: su densidad, velocidad y área barrida por el rotor.

La energía cinética del viento aumenta proporcionalmente al cubo de la velocidad a la que se mueve. En cuanto a la densidad, la energía contenida en el viento aumenta de forma proporcional a la masa por unidad de volumen del aire. Así pues, cuando el aire se enfría la energía obtenida en la turbina es mayor que cuando el aire se calienta o asciende de altitud. Con referencia a el área barrida, cuánto más aire en movimiento sea capaz de capturar un aerogenerador más energía cinética encontrará.

Es importante resaltar que no toda la energía cinética del viento puede ser extraída por un aerogenerador. Según el límite de Betz, puede teóricamente obtenerse como máximo el 59% de la energía que llega al rotor. Al perderse también energía en el proceso de transformación, se estima que se obtiene finalmente un 40% de la energía almacenada del viento.

### **3.2.1 SITUACIÓN ACTUAL DE LA GENERACIÓN DE LA ENERGÍA EÓLICA**

#### **3.2.1.1 SITUACIÓN GENERAL DE LA CAPACIDAD TOTAL INSTALADA DE ENERGÍA (RENOVABLES Y NO RENOVABLES)**

Según estadísticas publicadas por la EWEA (The European Wind Energy Association) se observa una clara tendencia de inversión en energías renovables.

En el año 2000, la capacidad total instalada de energía renovable en Europa era un mero 3,6 GW. Desde 2010 este valor se sitúa entre 24,6 GW y 35.2 GW, ocho veces mayor que la capacidad total instalada en el 2000.

385 GW se han instalado desde el año 2000 en la Unión Europea, un 28% ha sido de energía eólica, 55% de energías renovables, y un 92% de energías renovables y de gas.

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

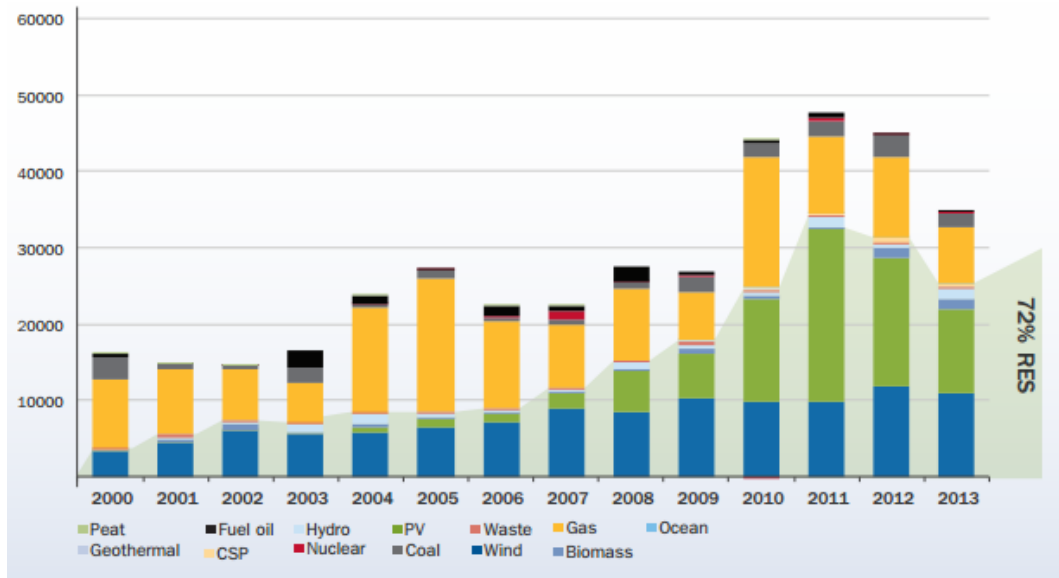


Figura 3.1. Capacidad instalada de energía en la UE en MW desde el 2000 al año 2013 (EWEA)

El crecimiento neto desde el año 2000 de energía que proviene del gas es de 131,7 GW, de la energía eólica es de 115,4 GW y de la energía solar PV es de 80 GW, comparando estas cifras con un crecimiento negativo neto de las energías provenientes del petróleo con un 28,7 GW, del carbón con 19 GW, y de la energía nuclear con un 9.5 GW. Las otras energías renovables (hidroeléctrica, energía de la biomasa, energía proveniente de los excrementos, CSP, geotermal y energía oceánica) también han tenido un crecimiento en los últimos 13 años, pero este ha sido más lento que el crecimiento de la energía eólica y solar.

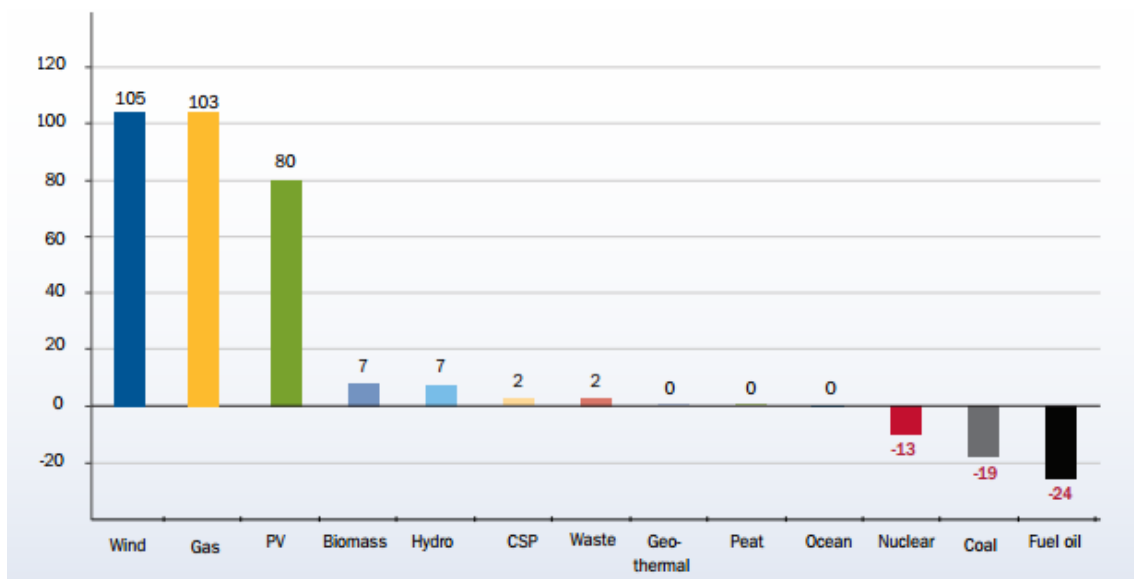


Figura 3.2. Generación neta de energía en la Unión Europea en el período 2000-2013

En los siguientes gráficos, se observa el crecimiento notable por lo que hace al papel de las energías renovables en el cómputo total de la capacidad de energía instalada en la Unión Europea.

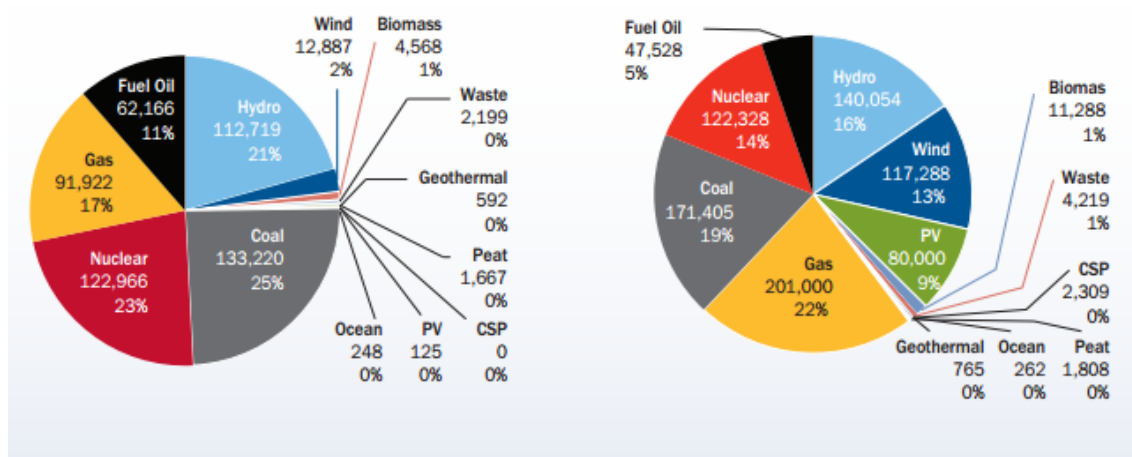


Figura 3.3 Comparación de la capacidad total instalada de energías en el año 2000 (gráfico de la izquierda) y en el año 2013 (gráfico de la derecha) (EWEA)

## 3.2.1.2 SITUACIÓN ACTUAL DE LA CAPACIDAD INSTALADA DE LA ENERGÍA EÓLICA

Las instalaciones de energía eólica anuales en la UE han crecido en los últimos 13 años, pasando de los 3.2 GW en el 2000 a un total de 11 GW en el 2013.

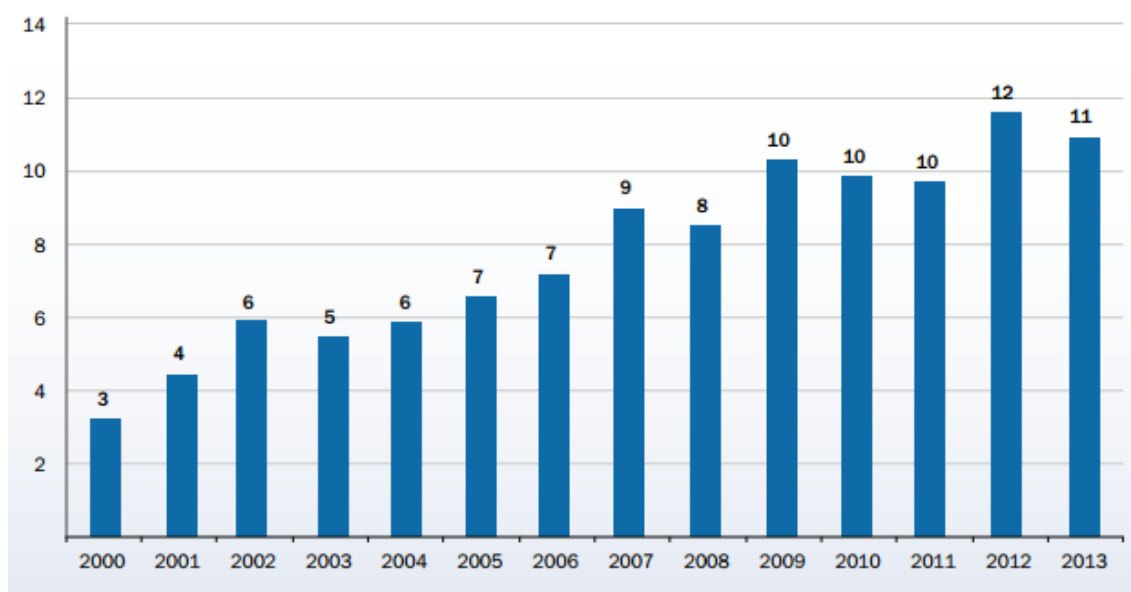


Figura 3.4 Instalación anual de energía eólica en la Unión Europea (EWEA)

En el 2013, 12.030 MW de energía eólica se instalaron en el territorio europeo, donde 11.159 MW se instalaron en la Unión Europea, representando un 8% menos que en el año 2012.

De estos 11.159 MW instalados en la UE, 9592 MW pertenecen a las instalaciones de energía eólica onshore y 1.567 MW de energía eólica offshore. En el 2013, el mercado onshore decreció en la UE un 12%, mientras las instalaciones offshore crecieron un 34%.

En el año 2007, los tres países pioneros en el sector de la eólica: Alemania, Dinamarca y España, representaban un 58% del total de las nuevas instalaciones eólicas; este año, 2013, el 46% de todas las nuevas instalaciones de energía eólica fueron en dos países: Alemania y Gran Bretaña. Mercados eólicos importantes como el mercado español, francés e italiano se han visto sumamente perjudicados por la crisis económica, suponiendo así un decrecimiento significativo en el 2013: del 84% en España, del 65% en Francia, y del 24% en Italia.

Sin embargo, durante el 2013, 35 GW de capacidad de energía fueron instalados en la Unión Europea. Donde la energía eólica ocupa un 32% del total (con 11,2 GW), seguida de la energía solar PV con un 31% (11 GW) y del gas con un 21% (7.5 GW).

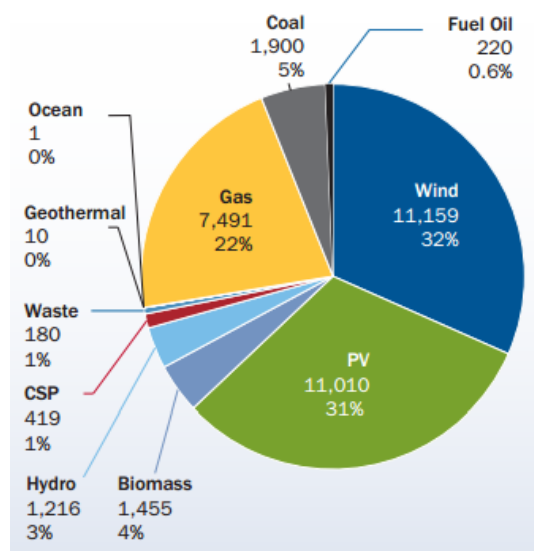


Figura 3.5 Comparación porcentual de las energías instaladas en el 2013 en la Unión Europea (EWEA)



## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

En el 2013 se instalaron un total de 25,4 GW de energía renovable, representando un 72% del total de la capacidad de energía instalada en la Unión Europea. Así pues, es el sexto año consecutivo en el que más de un 55% del total de energía nueva instalada es energía renovable.

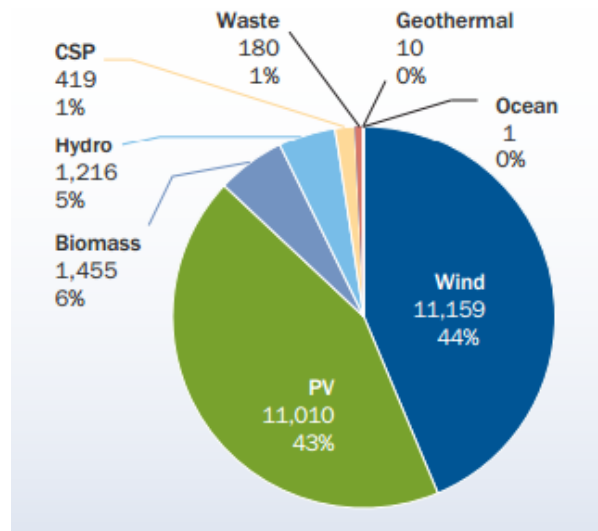


Figura 3.6 Comparación porcentual de las energías renovables instaladas en el 2013 en la Unión Europea (EWEA)

### 3.3 ESTRUCTURA DE UN AEROGENERADOR

En este apartado se pretende contextualizar al lector, haciendo una breve reseña de las partes más representativas que conforman un aerogenerador de fuste metálico para así más adelante entrar en la materia específica de este estudio de investigación.

Un aerogenerador es un generador eléctrico movido por una turbina accionada por el viento. Sus precedentes directos son los molinos de viento. Los aerogeneradores pueden trabajar de manera aislada o agrupados en parques eólicos distanciados unos de otros para garantizar su correcta funcionalidad.

Las partes que conforman de manera global el aerogenerador se presentan en la Figura 3.7

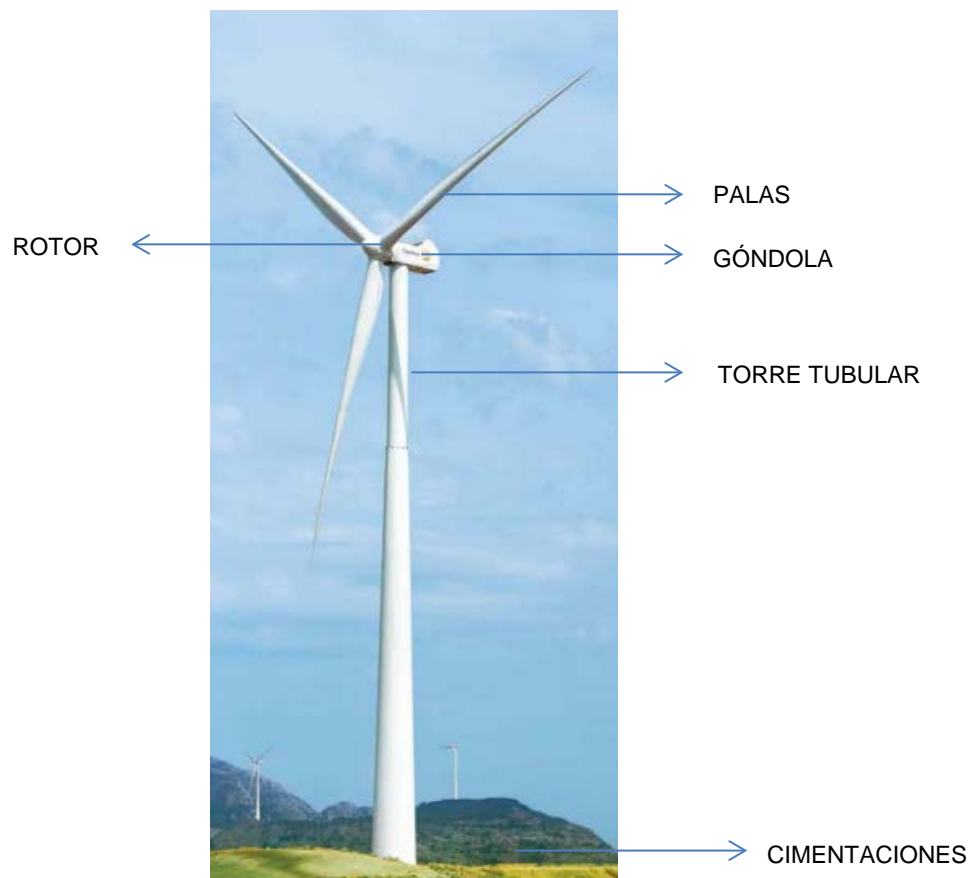


Figura 3.7 Partes representativas de un Aerogenerador (opex-energy.com)

### Cimentaciones

En este trabajo no se analiza las cimentaciones en sí, sino que se asume un empotramiento total y es a partir de esta condición de contorno que se analiza los resultados obtenidos.

Por lo tanto no se tratará en detalle el diseño de la cimentación del aerogenerador.

La función principal de una buena cimentación es garantizar la estabilidad de la estructura y la transmisión de las cargas al terreno.

Comúnmente se utiliza una cimentación de losa cuando el suelo superior es lo suficientemente resistente, cuando este caso no es posible se plantea una cimentación profunda mediante pilotes para encontrar una superficie de terreno de mayor resistencia y calidad.

### Torre

La torre de un aerogenerador es el elemento estructural que soporta todo el peso de la góndola y la parte del rotor, ésta proporciona la elevación necesaria a la estructura para así ser capaz de acceder a velocidades del viento mayores en contraste con las bajas velocidades en los puntos cercanos al terreno.

El material más utilizado en la construcción de la torre es el acero, también existen en la actualidad las torres de hormigón armado (más difíciles de encontrar en el mercado actual) y las torres híbridas con la parte superior metálica.

Existen varios tipos de torres en función de su geometría, éstas pueden ser: torres en celosía, torres mástil o torres tubulares. En la Figura 3.8 se esquematizan las 3 tipologías de torre mencionadas.

Las torres en celosía son fabricadas utilizando perfiles de acero soldado, la ventaja básica de éstas es su bajo coste, ya que necesitan la mitad del material que una torre tubular sin sustentación adicional con la misma rigidez. Muchos de los

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

aerogeneradores pequeños están constituidos con delgadas torres de mástil sostenidas por cables tensores, la ventaja es también su bajo coste pero su desventaja principal es el difícil acceso a las zonas de alrededor de la torre. Las torres tubulares son la más utilizadas en la actualidad, así pues se modela en este estudio una torre tubular troncocónica de acero, para ser analizada según variaciones de carga aplicada.



Figura 3.8 Ejemplo de torre en celosía, torre mástil y torre tubular troncocónica (wikipedia)

Las torres tubulares de acero son cónicas, su diámetro aumenta cuando más nos acercamos a su base ya que es aquí donde la respuesta de carga debida a la acción del viento y el peso que ésta debe soportar es mayor.

Para una torre de una altura aproximada de 100 metros y 100 metros de diámetro de barrido de las palas, el diámetro en su base inferior será aproximadamente de 4 metros. A causa de sus grandes dimensiones, el transporte y el montaje de las torres es un importante papel en la construcción y economía del sistema global.

### Góndola o Nacelle

La Góndola sirve de alojamiento para los elementos mecánicos y eléctricos, los cuales van a transformar la energía mecánica del rotor en energía eléctrica.

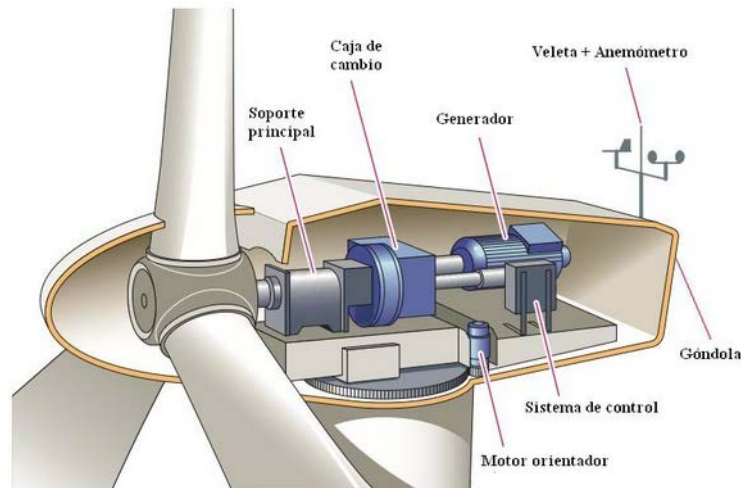


Figura 3.9 Partes de la Góndola de un Aerogenerador (energiasrenovadas.com)

Así pues la góndola es el elemento de protección y alojamiento de los elementos principales para la producción de energía eólica.

En el presente estudio no se considera la góndola como tal al no tener función estructural, así pues se considera el eje principal como representación de la misma.

### Pala y Rotor

El rotor es el sistema que engloba las palas junto con el buje (hub). Es la parte que se encarga de transformar la energía cinética del viento en energía mecánica.

A mayor área de barrido del rotor, mayores potencias se consiguen.

Las palas del rotor están hechas normalmente de una matriz de fibras de carbono impregnada de un material como poliéster.

El buje o hub es elemento que se encarga de unir las palas con el eje principal (main shaft). Está constituido normalmente por nódulos de hierro fundido.

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

La evolución creciente de las dimensiones de las turbinas eólicas, es un hecho relevante. A mayor dimensión de la torre y del área de barrido mayor será su producción.

Los rotores modernos pueden llegar a tener un diámetro de hasta 130m produciendo así potencias de varias MW. Grandes empresas como Gamesa cuentan con plataformas de 5MW de potencia con innovadores diseños de aerogeneradores.

En la Figura 3.10 se muestra la evolución de los aerogeneradores desde 1980-2012.

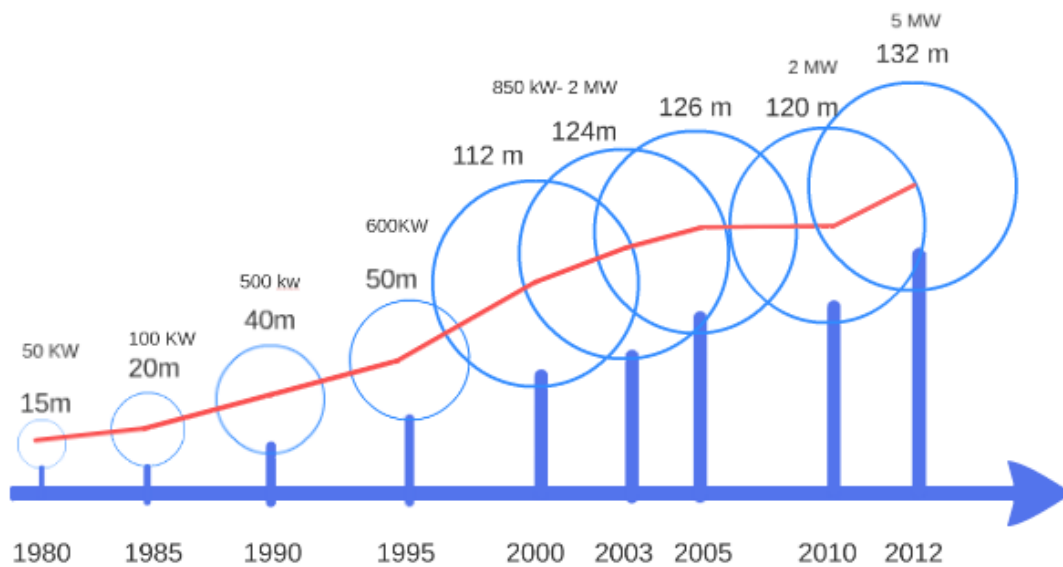


Figura 3.10 Evolución al largo del tiempo de las dimensiones de las turbinas eólicas (ison21.es)

### 3.4 RETROSPECTIVA DE LOS ESTUDIOS DINÁMICOS EN UN AEROGENERADOR

En este apartado se presenta algunos estudios retrospectivos con relación al análisis dinámico de frecuencias en un aerogenerador eólico que en este estudio se concierne.

En el 1999, Negm y Maalawi presentan un artículo: *Structural design optimization of wind turbine towers*, en el que se describe varios modelos de optimización para el diseño de una típica estructura de una torre tubular eólica. La propia torre se concibe como segmentos uniformes donde las efectivas variables de diseño son las siguientes: área de la sección transversal, radio de giro y altura de cada segmento. La combinación de la góndola y rotor se considera como una masa rígida sin rotación situada en la parte superior de la torre. Cinco estrategias de optimización son presentadas y testadas en dicho artículo.

Explican detalladamente el modelo propuesto de optimización en un particular y experimental caso de una torre eólica de eje horizontal de 100 KW, llamado como ERDA-NASA MOD-0 (altura = 30m y diámetro del rotor 38 m), en el que se considera dos subtipos diferenciados, el primero es considerando la combinación de la torre y el rotor como estructura y en el segundo subtipo concibe la torre como estructura aislada.

En el artículo comenta que la maximización de la suma ponderada de frecuencias naturales es la mejor función representativa de optimización que influye directamente en el diseño de la estructura, y se obtiene buenos resultados tanto en la consideración de la torre aislada como en la combinación de la torre y rotor.

Se observa que las frecuencias conseguidas considerando la interacción de la torre/rotor son notablemente superiores que las frecuencias percibidas en el subtipo 2, considerando solamente la torre, al haber un incremento de la masa estructural y ésta contribuir notablemente en la deformada de la estructura.

Este estudio da pie a pensar la importante necesidad del estudio dinámico considerando así la propia estructura en su conjunto.

En el 2005, Fei Chaoyang et al, estudian el diseño óptimo para una torre eólica prototipo de 1MW de 57m de altura. Como la estructura de una torre eólica es complicada simplifican el modelo de cálculo y los resultados muestran que es factible analizar los primeros modos de vibración y primeras frecuencias naturales para tener una visión global de su comportamiento dinámico.

Remarcan la necesidad de considerar el momento de inercia de la góndola al calcular las frecuencias naturales y modos de vibración de la torre si se requiere alto nivel de precisión, simplificando así el momento de inercia de la góndola como un momento de inercia actuando solamente en el punto más alto de la torre. Comentan que el momento de inercia de las palas y la góndola tiene un gran efecto en los modos de vibración altos, y su efectos en los primeros modos de vibración es leve.

En las turbinas de eje horizontal, el análisis dinámico tiene un papel importante en la estabilidad de la torre eólica. En su artículo publicado, *Dynamic performance investigation for large-scale wind turbine tower*, se utiliza el análisis matricial para calcular las frecuencias naturales, y se explica que se puede omitir perfectamente el efecto del dumping ya que éste tiene en la torre muy poca influencia en la frecuencia natural de la vibración por flexión.

Murtagh P.J et al, en el 2005, investigan la respuesta de vibración según la dirección del viento de una torre de turbina eólica y sus palas giratorias en su conjunto sometidos a cargas estacionarias de viento. El ensamblaje del aerogenerador consiste en tres palas conectadas a la parte superior de una torre anular flexible, que constituye una entidad dinámica multi-cuerpo. Tanto la torre como las palas giratorias están modeladas como entidades de múltiples grados de libertad (MDOF)

Las propiedades de vibración libre de la torre incluyen el efecto de una masa rígida en la parte superior, la cual representa la góndola, y aquellas que provienen al considerar



las palas (efecto de rigidez de los efectos centrífugos debidos a la rotación de las palas y las cargas de gravedad de las palas).

La respuesta de un sistema equivalente sin considerar la interacción de la torre y las palas es estudiado y lo comparan con los resultados obtenidos en el primer caso.

Las palas y torre son combinadas mediante ecuaciones de movimiento y vía las técnicas de las transformadas de Fourier y formulan el desplazamiento arriba de la torre incluyendo la interacción entre las palas y la propia torre.

Se realizan varias simplificaciones así como considerar las palas como vigas de voladizo de longitud  $L_B$  con una sección transversal rectangular hueca conectada a un *hub* (rotor) circular de radio  $R_H$  tal y como se observa en la Figura 3.7.

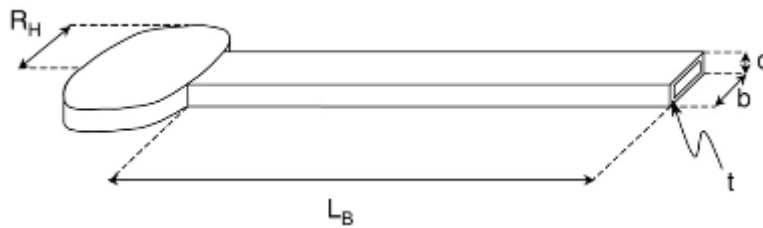


Figura 3.7 Pala rectangular conectada con el hub (rotor)

El modelo propuesto estima el desplazamiento en la punta del aspa al considerar la rotación de las mismas con frecuencias angulares de  $1.57$  y  $3.14 \text{ rad/s}^{-1}$ .

Como conclusiones explican que si no se considera la interacción de las palas y la torre se puede subestimar la respuesta en la parte superior de ésta, especialmente si las frecuencias fundamentales de la torre y las palas son parecidas, además se observa que la respuesta de la torre decrece cuando la frecuencia rotacional de las palas crece. También afirman que cuando la frecuencia rotacional de las palas crece, la respuesta de desplazamiento converge a un valor obtenido al excluir la fuerza de interacción entre la torre y la parte del rotor.

El modelo utilizado en la geometría de las palas es mucho más simple que el que es en realidad así pues en su estudio existen varias incertezas y exponen la necesidad de futuros estudios en este campo.

En el 2011, Arrigan John et al, analizan las frecuencias naturales de las palas de un aerogenerador teniendo en cuenta la rigidez centrífuga, y el uso potencial de Semi-Active Tuned Mass Dampers para reducir las vibraciones en la dirección de flapwise (dirección que es perpendicular a la superficie barrida por el eje indeformable de rotación de la pala) cambiando así parámetros de la turbina. Los parámetros considerados son la velocidad de rotación de las palas y la rigidez de las palas y la góndola.

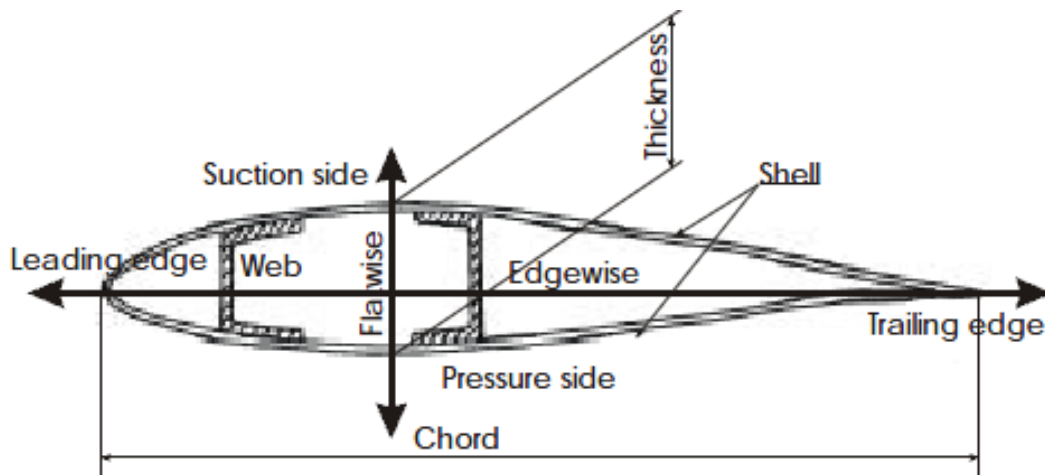


Figura 3. Flapwise i Edgewise (Danish Energy Agency)

Se presentan dos técnicas con la finalidad de determinar la frecuencia natural de la pala realizando un análisis dinámico con variación de la velocidad rotacional del nacelle.

La primera considera las frecuencias naturales de rotación de una viga de voladizo de Bernoulli-Euler usando el método de Frobenius<sup>3</sup>. Éste es comparada con las frecuencias obtenidas de un análisis de autovalores del modelo de la turbina que presentan así la interacción de las palas y la torre.

<sup>3</sup> Weisstein. Eric.W.( Frobenius Method) MathWorld

El modelo que presentan consiste en tres vigas de voladizo (que representan las palas de la turbina) conectadas en su raíz a una masa de volumen considerable (figurando así la góndola), y STMD conectados a cada pala y también en la góndola.

El procedimiento que se sigue es: en primer lugar se calcula la frecuencia natural usando el método de Frobenius para una estacionaria biga Bernoulli-Euler. Este valor es usado en el modelo dinámico Lagrangiano donde se considera la rigidez centrífuga la cual depende de la velocidad de rotación, y se aplica una carga de viento. Se estudia dos casos en el análisis Lagrangiano. En el primero, se considera tan solo una viga uniforme de voladizo asumiendo la rotación de la góndola como cero. En el segundo, se analiza un modelo de turbina de tres palas el cual incluye la interacción de las palas y la torre.

Se observa que considerando  $\Omega=0$ , los resultados obtenidos en el estudio dinámico para el cálculo de frecuencias naturales en el modelo de una única pala realizado mediante el método de Lagrange y los resultados hallados en una viga rotacional Bernoulli-Euler mediante el método de Frobenius, tienen una buena aproximación. Para el modelo completo de las tres palas, en el ensayo con  $\Omega=0$  y  $\Omega=10$  sí que los resultados obtenidos son prácticamente idénticos a los conseguidos mediante el método de Frobenius, pero al considerar  $\Omega=16$  y  $\Omega=120$  se percibe una diferencia en la tercera frecuencia natural calculada. Así pues, esto es debido a la interacción entre las palas y la góndola.

Los estudios dinámicos realizados consiguen un desplazamiento máximo en el tip de 0.3 m y al utilizar los sistemas de control STMD se reduce notablemente.

En el mes de junio del 2013, W.Y.LU, estudia el sistema concebido como palas-cabina-torre, especialmente en cuanto a rotación se refiere, con la finalidad de así poder mantener la torre eólica en servicio mayor tiempo e implementando también el sistema de monitorización.

Explica la poca bibliografía existente en análisis dinámicos de la estructura de un aerogenerador.

La estructura del artículo publicado es la siguiente: en un primer lugar describe el sistema de coordenadas básico para una mayor simplificación, en la segunda sección calcula la ecuación cinética de la torre, en tercer lugar detalla la ecuación para el cálculo de la frecuencia natural de la torre y en el último apartado analiza las vibraciones debidas al viento.

El artículo concluye dando un sistema de coordenadas para la estructura en conjunto y la ecuación cinética del sistema. Se calcula también la frecuencia natural de la torre basándose en el sistema de coordenadas global y las vibraciones producidas por el viento son analizadas brevemente. La fuerza total del viento en el conjunto de cabina-torre-palas es también detallada en el informe. Finalmente, muestra interés en futuras investigaciones en el estudio de vibraciones partiendo de éstos resultados como base.

En el artículo publicado en 2013 por Stiano y Basu propone un modelo de control de vibraciones en un aerogenerador debido al cambio de velocidad rotacional de las palas. Fallos estructurales pueden ocurrir provocando fluctuaciones en la velocidad angular de giro de las palas. El impacto de estas fluctuaciones en las vibraciones mecánicas no ha sido explorado extensamente. Así pues, se define un modelo matemático multimodal que describe la dinámica flexible de las palas y su interacción con la torre basándose en la formulación Lagrangiana.

El modelo de la pala considera la masa y la rigidez per unidad de longitud e incluye también las fuerzas de la gravedad y las fuerzas centrífugas debidas a la rotación de las mismas.

Además, este estudio describe la ecuación de movimiento de una torre eólica teniendo en cuenta la variación de velocidad de rotación. Ésta muestra que la aceleración de rotación afecta a la rigidez del sistema a través de la interacción entre las palas y la torre.

## **4 MODELO NUMÉRICO**

### **4.1 INTRODUCCIÓN**

En este apartado se presenta el software utilizado, Abaqus FEA, y se explica la base de su funcionamiento y sus utilidades en el mundo ingenieril.

Abaqus es una software basado en el análisis de elementos finitos (FEA, Finite Elements Analysis) y es de gran ayuda computacional ingenieril (CAE, Computer-Aided Engineering).

Abaqus ofrece soluciones potentes y completas para los problemas de ingeniería que cubren un amplio espectro de aplicaciones industriales. Se utiliza en diversos sectores industriales tales como el nuclear, automóvil, aeroespacial, eólico, biomedicina e industrias de consumo.

### 4.2 ABAQUS SOFTWARE

Abaqus FEA dispone de los siguientes módulos:

- Abaqus/CAE
- Abaqus/Standard
- Abaqus/Explicit
- Abaqus/CFD

En esta investigación se ha utilizado Abaqus/Case para la modelización del diseño de la turbina.

Abaqus/CAE constituye una herramienta eficaz para crear modelos de elementos finitos de forma interactiva, visualizar resultados de los análisis y automatizar procesos.

Los usuarios pueden crear el modelo de elementos finitos a partir de geometría creada en el propio programa o importarla directamente a partir de los formatos CAD, o también importar directamente la malla de otro software de elementos finitos, como por ejemplo MSC.Nastran.

Abaqus / CAE apoya conceptos interactivos computarizados de ingeniería, como el modelado basado en funciones paramétricas, operaciones interactivas de script y personalizaciones GUI.

Interfaces asociativas para CATIA V5 , SolidWorks y Pro/ENGINEER permiten la sincronización de CAD y CAE y permiten cambios rápidos de modelo sin pérdida de funciones de análisis definidos por el usuario .

### 4.3 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El método de cálculo en el que se basa el programa *Abaqus* es el método de los elementos finitos, una de las técnicas numéricas más potentes y utilizadas para el cálculo de estructuras por ordenador, así pues a continuación se presenta una pequeña reseña del que este método representa.

Según Oñate 1995, la mayor parte de las estructuras en ingeniería son de naturaleza continua, hecho que no permite describir su comportamiento de forma precisa a partir de un número pequeño de variables discretas.

El MEF permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo o dominio dividiéndolo en subdominios o figuras geométricas sencillas (triángulos y cuadriláteros en 2D y tetraedros y hexaedros en 3D) sin intersección entre ellos, llamados elementos finitos. Estos elementos se encuentran conectados entre sí mediante un número discreto de puntos conocidos como nodos y el conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama malla, que puede ser regular o irregular.

El movimiento de los nodos es la incógnita del problema, obteniendo el movimiento de un elemento a partir del movimiento conocido de sus nodos. Estableciendo las condiciones de equilibrio y compatibilidad y considerando las ecuaciones constitutivas de los materiales, se puede obtener las tensiones, deformaciones y esfuerzos en cualquier punto del elemento.

El MEF es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales, ecuaciones diferenciales en forma débil o integral que caracterizan el comportamiento físico del problema. La solución obtenida por MEF es sólo aproximada, coincidiendo con la solución exacta sólo en los nodos. En el resto de puntos que no son nodos, la solución

aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos, lo cual hace que la solución sea sólo aproximada pero precisa en función del número de puntos utilizados en su discretización.

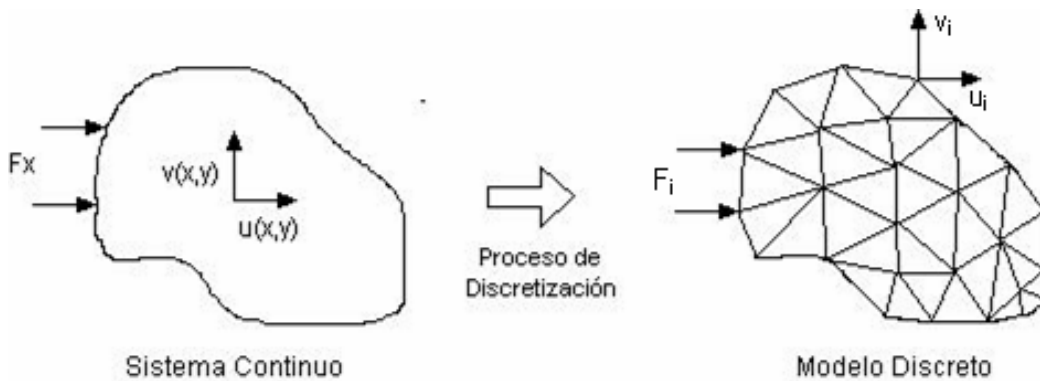


Figura 4.1 Esquema simplificado del Método de los Elementos Finitos (monografias.com)

## 4.4 ESTUDIOS DINÁMICOS

La dinámica de las estructuras es la parte de la mecánica que estudia e investiga el comportamiento de las estructuras que se encuentran sometidas a acciones cuya amplitud y frecuencia varían con el tiempo, como por ejemplo: vibraciones, impactos etc.

Las cargas que varían con el tiempo y producen fuerzas inerciales son las llamadas: acciones dinámicas.

Toda acción hace que una estructura responda con oscilaciones (desplazamiento variable en el tiempo) que producen deformaciones y tensiones variables en el tiempo. Análisis dinámico se define como el conjunto de métodos y procedimientos para estudiar el comportamiento dinámico y la respuesta dinámica es la respuesta de la estructura ante una acción dinámica.

Es importante intentar reducir la estructura a un modelo de cálculo simple siempre y cuando éste resulte representativo de la estructura real.



#### 4.4.1 CÁLCULO DE FRECUENCIAS

Para el cálculo de las frecuencias naturales, se presenta el siguiente problema:

El problema de valores propios de las frecuencias naturales de un modelo de elementos finitos sin amortiguamiento es:

$$(-\omega^2 M^{MN} + K^{MN})\phi^N = 0$$

Donde,

$M^{MN}$  es la matriz de masa, la cual es simétrica y positiva

$K^{MN}$  es la matriz de rigidez

$\phi^N$  es el vector propio del modo de vibración

M y N son los grados de libertad del sistema

Los valores propios son todos positivos si  $K^{MN}$  es definida positiva. Si  $K^{MN}$  es indefinida entonces se observan modos rígidos e inestabilidades. Las inestabilidades producen valores propios negativos y esto ocurre cuando se introducen efectos iniciales de tensión.

Abaqus/Standard se caracteriza por tener la posibilidad de utilizar 3 métodos distintos para la extracción de los valores propios, estos métodos son:

- Lanczos
- AMS (Automatic multi-level substructuring)
- Interacción de sub-espacios

El método Lanczos es el procedimiento utilizado en esta investigación el cual dispone de las capacidades más generales, sin embargo es más lento que el método AMS.

El funcionamiento del método Lanczos consiste en que el usuario debe proveer al software la máxima frecuencia de interés o el número de valores propios deseados;

Abaqus/Standard determinará un correcto bloque de medida. Si se especifica tanto la máxima frecuencia de interés así como el número de valores propios necesarios, entonces el número de valores propios es subestimado.

En general, la medida del bloque de estudio para el método de Lanczos en Abaqus tendría que ser tan largo como la multiplicidad que se espera de los valores propios (que es el mayor número de modos con la misma frecuencia). Un número de pasos mayor que 10, no es recomendado. El número de pasos en el método de Lanczos es normalmente determinado por Abaqus/Standard pero puede ser cambiado por el usuario. En general, si un concreto problema de valores propios converge lentamente, proveer un mayor número de pasos reducirá el coste computacional, en cambio, si se sabe que un sistema converge rápidamente, introduciendo un número pequeño de pasos reducirá enormemente la memoria utilizada.

En esta investigación se ha determinado el número máximo de valores propios que en según qué estudio se ha considerado 10 o 15. (Los detalles de los estudios se detallan en el capítulo 6 y 7), y se ha utilizado los valores por defecto del sistema para la medida de los pasos necesarios en el estudio.

Se observa que para la extracción de las frecuencias naturales mediante el método Lanczos son ignoradas las fuerzas externas, pero si que considera la rigidez del sistema, masa del sistema, y grados de libertad del mismo.

### **4.4.2 ANÁLISIS DINÁMICO MODAL**

El análisis modal es un procedimiento lineal de perturbación. Es utilizado para analizar problemas lineales transitorios mediante superposición modal. Puede ser ejecutado este análisis solamente después de haber extraído las frecuencias naturales y sus modos de vibración ya que este método se basa en los modos del sistema para dar una respuesta dinámica.

Este método proporciona la respuesta del modelo como una función del tiempo basada en un tiempo de la aplicación de la carga. Mediante el programa Abaqus el usuario determina la fuerza externa aplicada y el tiempo de incremento de la misma.

El amortiguamiento del sistema puede ser introducido por el usuario en este análisis afectando a todos los modos del sistema o un específico rango de frecuencias.

Con relación a las condiciones de contorno del modelo, es importante comentar que es imposible especificar la prohibición del desplazamiento y rotación de nodos en éste análisis en un primer momento. Las condiciones de contorno deben de estar especificadas en el estudio anterior de extracción de frecuencias, sino el software encuentra errores en el procedimiento a seguir.

Las fuerzas que Abaqus permite aplicar en el análisis modal son:

- fuerzas nodales concentradas
- fuerzas distribuidas de presión y fuerzas de cuerpo (body forces)

En el presente análisis se realiza dos estudios dinámicos modales en la torre y el aspa respectivamente y se detallan los resultados mediante tablas y gráficos. El apartado 7 muestra con detalle la respuesta de los modelos estructurales–torre, aspa- ante la actuación de fueras externas durante un tiempo de 60 segundos con incrementos cada segundo.

### **4.4.3 ANÁLISIS STEADY STATE**

La solución dinámica directa del análisis steady state es normalmente calculada mediante la respuesta en steady state de un sistema ante una excitación harmónica. Es un procedimiento de perturbación lineal y calcula la respuesta directamente en términos de los grados físicos de libertad del modelo usando la masa, el amortiguamiento y las matrices de rigidez del sistema.

Éste análisis permite la excitación del sistema para encontrar así las frecuencias que más se acercan al valor que genera un mayor pico en la respuesta del sistema, cuando ésta entra en resonancia.

El método dinámico del Steady State proporciona la amplitud en steady state y la fase de la respuesta del sistema debido a la excitación armónica a una frecuencia dada.

Al definir el método de solución directa de steady state, el usuario tiene la oportunidad de elegir el rango de interés así como el número de frecuencias deseadas.

Con relación al amortiguamiento del sistema (damping), si éste no se considera, la respuesta de la estructura será infinita, permanecerá activa indefinidamente si la frecuencia de la fuerza externa aplicada es igual a un valor de frecuencias naturales de la estructura.

Las cargas que se pueden considerar en el estudio steady-state en Abaqus son las siguientes:

- fuerzas nodales concentradas en los 6 grados posibles de libertad de la estructura
- fuerzas de presión distribuidos o body forces

Se asume que estas cargas varían sinusoidalmente en un rango de frecuencias especificado por el usuario.

En esta investigación se realizan dos estudios steady-state directos en dos elementos de la estructura: la torre y el aspa, donde se especifica un amortiguamiento estructural en los dos casos, una fuerza concentrada y una presión de viento respectivamente. Los detalles del análisis se presentan en el apartado 7.

## 4.5 PROCESO DE MODELADO DEL AEROGENERADOR

En este sub-apartado se pretende nombrar los diferentes comandos utilizados en el programa Abaqus para el trazado de la estructura global: aspas, torre y rotor, con el fin de así poder determinar con exactitud todas sus características físicas y estéticas.

### 4.5.1 DISEÑO DE LAS PALAS

El proceso y comandos utilizados se exponen a continuación:

- Dibujo de la elipse 1 mediante puntos determinados por la NACA Airfoil 4412, y con características de *wire* (línea). Las elipses 2 y 3 han sido rotadas respecto de su centro de gravedad  $18^\circ$  y  $28^\circ$  respectivamente mediante un factor de escala de 1.75 y 0.5 partiendo de la sección elipse 1

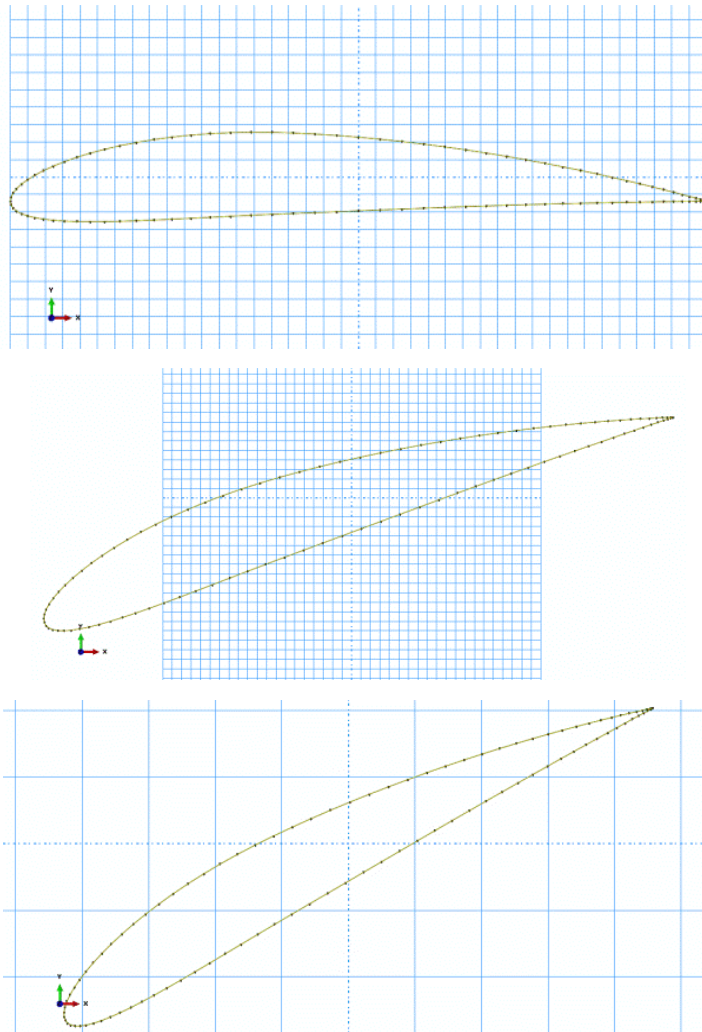


Figura 4.2 Dibujos de las 3 secciones elípticas

- Mediante el comando *Shell-loft* se hace el progresivo paso de la elipse 1 a la elipse 2, y de la elipse 2 a la elipse 3 construyendo así las dos secciones diferenciadas mediante *shells* del aspa: sección 1 y sección 2
- Para la construcción de la primera sección de la pala de longitud 1m se ha utilizado también el comando *Shell-loft* para unir la elipse 1 con la circunferencia creada mediante *wire* de diámetro 1m. Se consigue así, que todo el diseño de la pala tenga características de *shells*
- Consecutivamente se ha realizado el ensamblaje de las tres partes diseñadas, constituyendo la pala completa.
- Para el trazado de los rigidizadores (*spars*) se ha proseguido al diseño de líneas de unión entre la cara superior e inferior de la pala en las zonas de máxima curvatura, al largo de la total longitud del aspa. Este trazado se ha realizado mediante el nombrado de las líneas en cuestión mediante SET y el consecutivo paso de interacción entre ellas mediante el comando: *Interaction-Constrain-Tie*

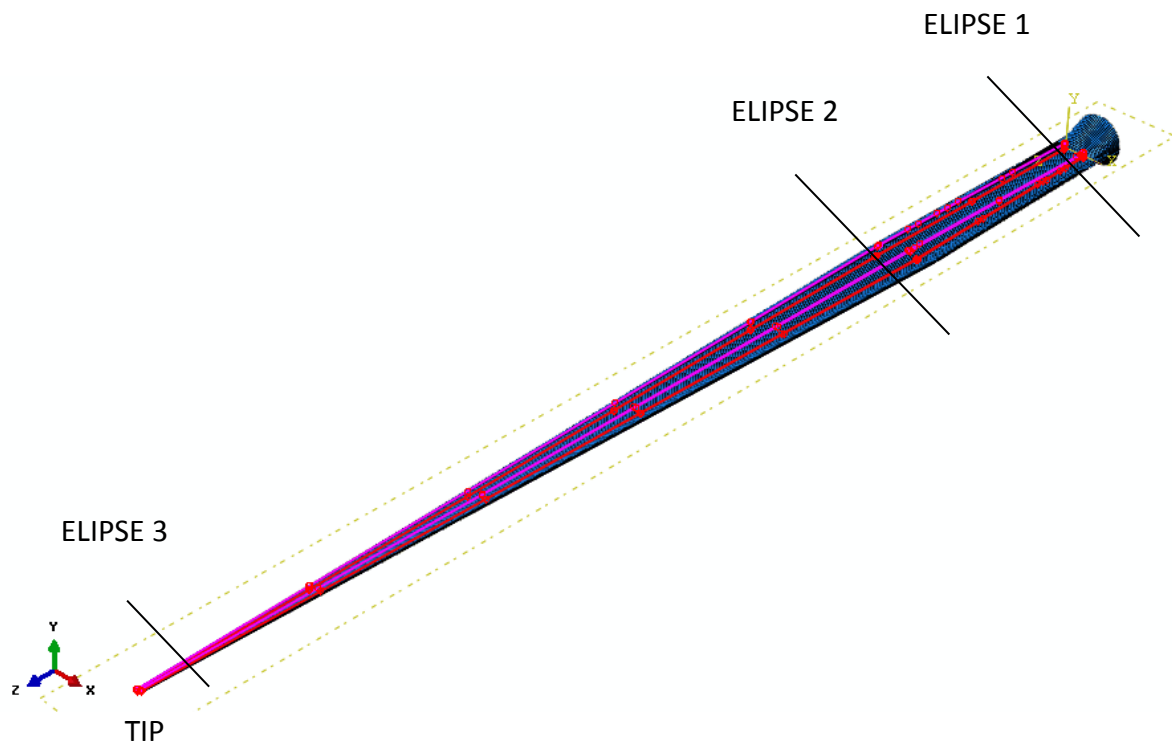


Figura 4.3 Dibujo de los rigidizadores del aspa

#### 4.5.2 DISEÑO DE LA TORRE

Para la construcción de la torre tubular de 79.5 m de altura se ha dividido la estructura en varias secciones de diferentes longitudes y espesores (especificadas en el apartado 5.2.1), y para la construcción de las mismas se ha proseguido a realizar un proceso repetitivo diseñando mediante wires el trazado de las circunferencias referentes a los diferentes niveles de las secciones y mediante el comando antes mencionado de Shell- la unión de las distintas secciones. Finalmente mediante un ensamblaje se ha podido construir la torre prototipo en cuestión.

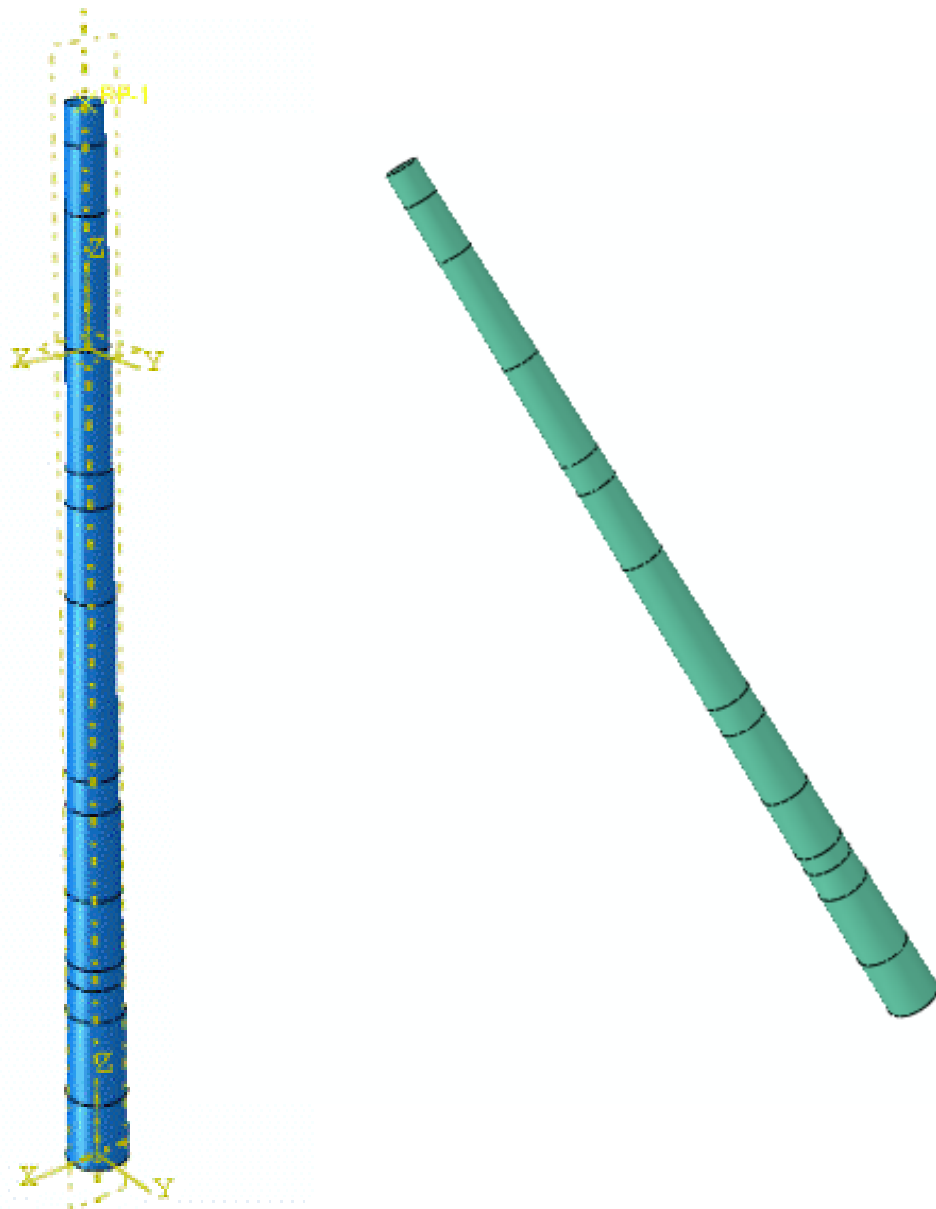


Figura 4.4 Dibujo del torre tubular troncocónica

### 4.5.3 ROTOR

El diseño del rotor, parte móvil de la estructura se ha llevado a cabo mediante los siguientes elementos:

- Generador-Góndola (*main shaft*)

La construcción del *main shaft* se ha realizado mediante los comandos de *wire* (líneas) para el diseño de las circunferencias de las bases, y mediante el comando *Shell-loft* para el diseño del elemento completo en cuestión (unión de las dos bases mediante *Shells*)

- Buje (Hub)

Mediante el dibujo de media circunferencia de diámetro 4000mm (*wire*) y utilizando el comando de revolución *create-shell revolve* y especificando un ángulo de  $360^\circ$  se ha construido la esfera que realiza la función de buje del rotor.

- Rotor

Para el diseño de las tres aspas separadas entre ellas un ángulo exacto de  $120^\circ$ , se ha utilizado el comando de *radio pattern* para copiar en el ángulo predeterminado el aspa prototipo ya diseñada.

Finalmente se ha procedido a la correcta colocación de las palas (girándolas respecto sus ejes en la dirección adecuada) y el consecuente ensamblaje de las partes del rotor: unión de las palas junto con el buje y el *main shaft*.



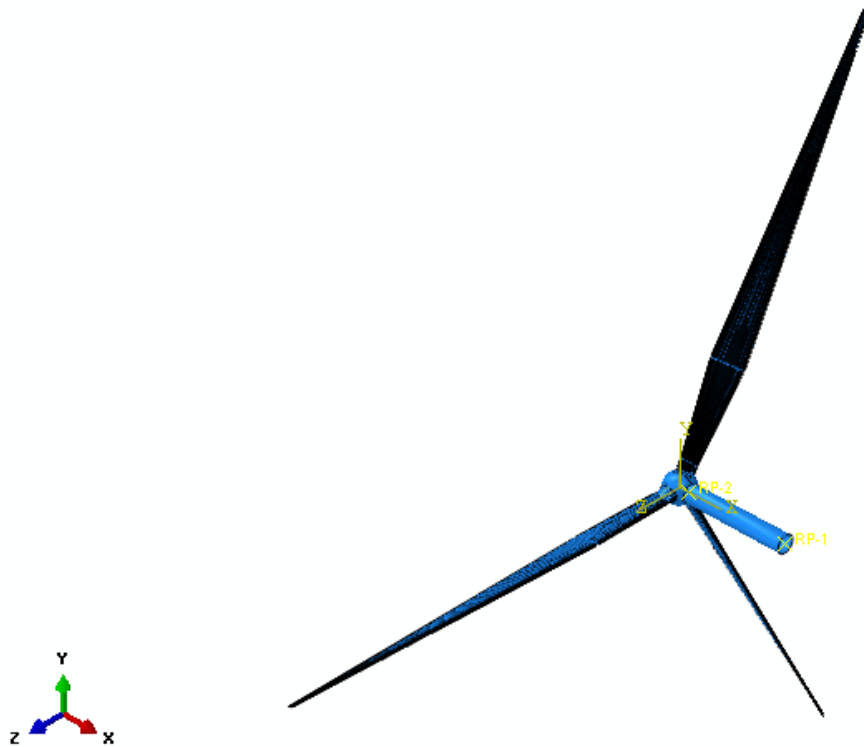


Figura 4.5 Dibujo del rotor. Palas-Buje-main shaft

## 4.5.4 TURBINA EÓLICA

En este sub apartado se presenta el prototipo completo diseñado. La estructura se ha conseguido a partir de la unión de los elementos mencionados en los apartados anteriores.

Para conseguir el completo diseño de la estructura, se han diseñado tres planos, los cuales determinan la localización exacta de la caja de cambios y del generador. Estos planos han sido colocados en su correcto lugar mediante las operaciones de desplazamiento y rotación sobre sus propios ejes.

La unión de todos los elementos se ha realizado mediante el comando *merge*, y consecutivamente se ha proseguido a realizar el *mesh* (discretización mediante elementos finitos) de toda la estructura. El tamaño de los elementos de discretización ha sido aproximadamente 150mm.

En la Figura 4.6 muestra el diseño completo del aerogenerador de fuste metálico.

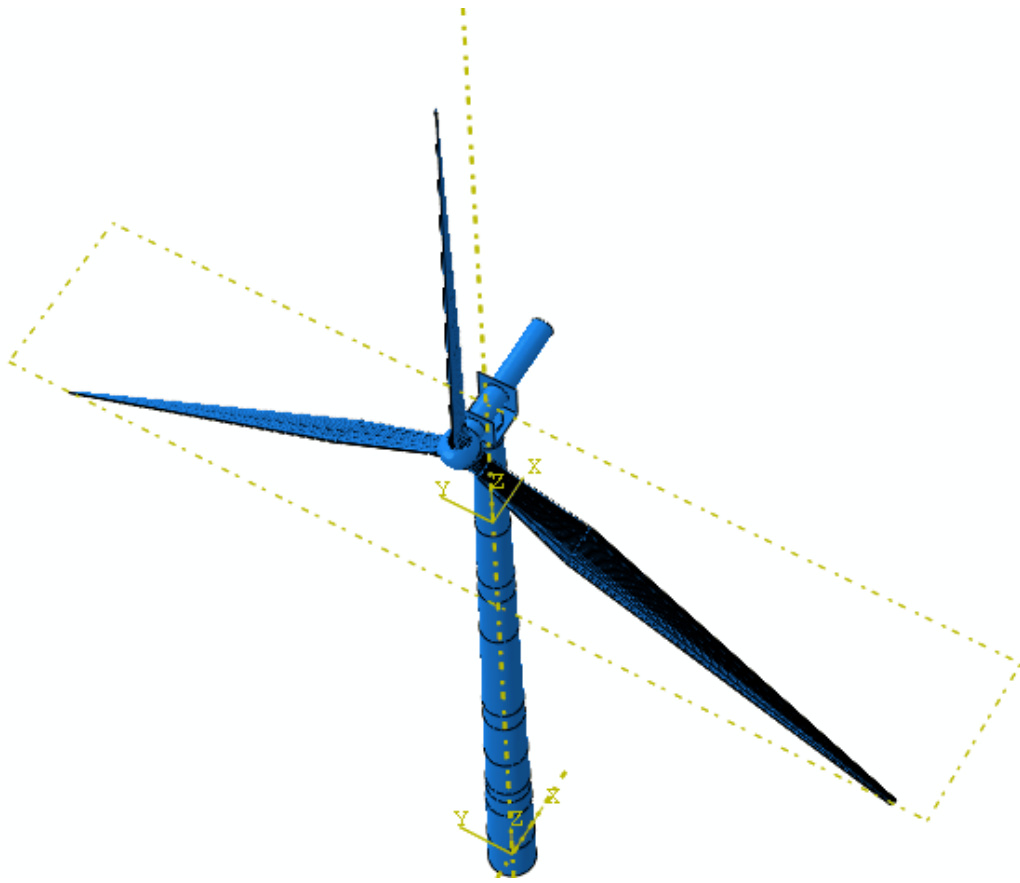


Figura 4.6 Dibujo del Aerogenerador Completo

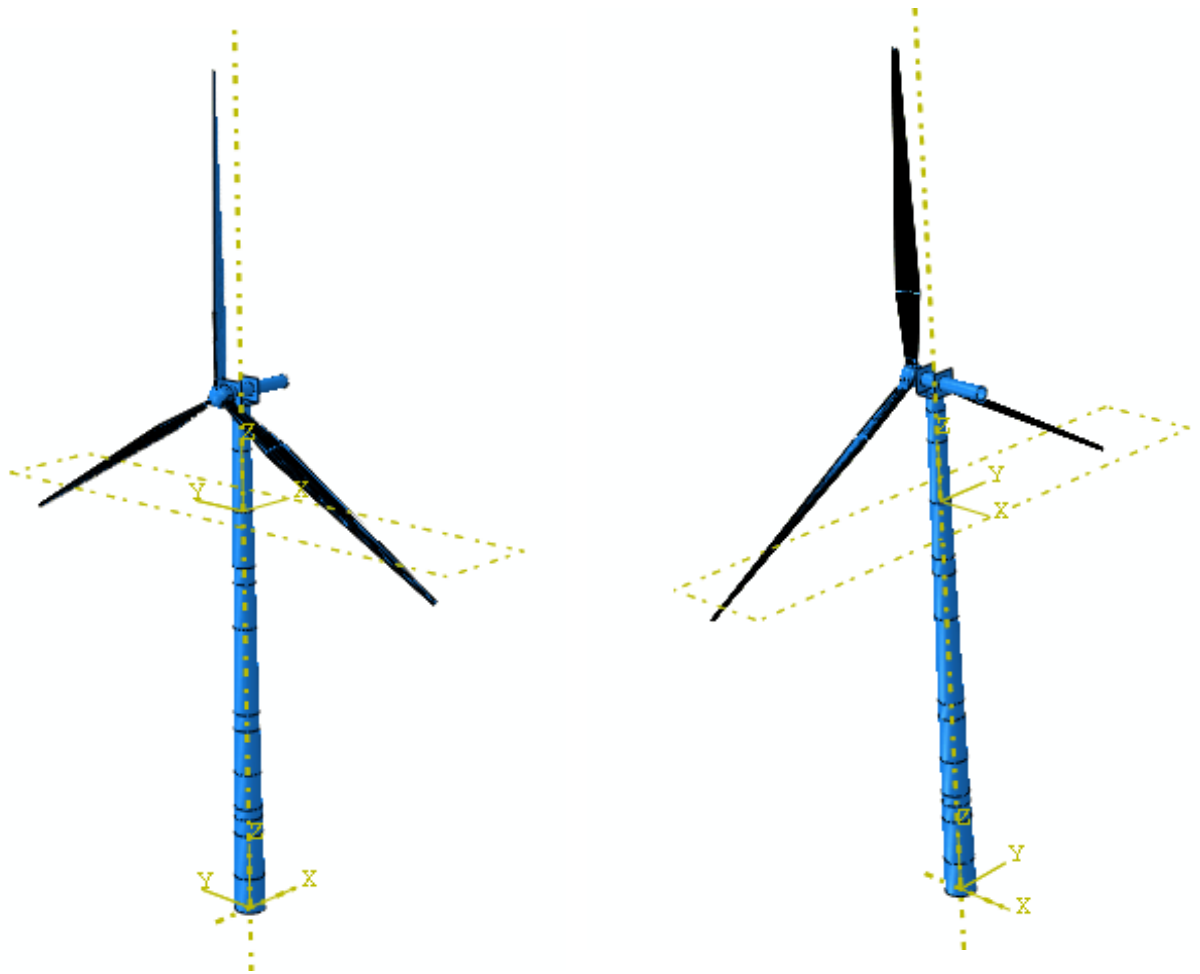


Figura 4.7 Dibujo del Aerogenerador Completo. Vista frontal y trasera

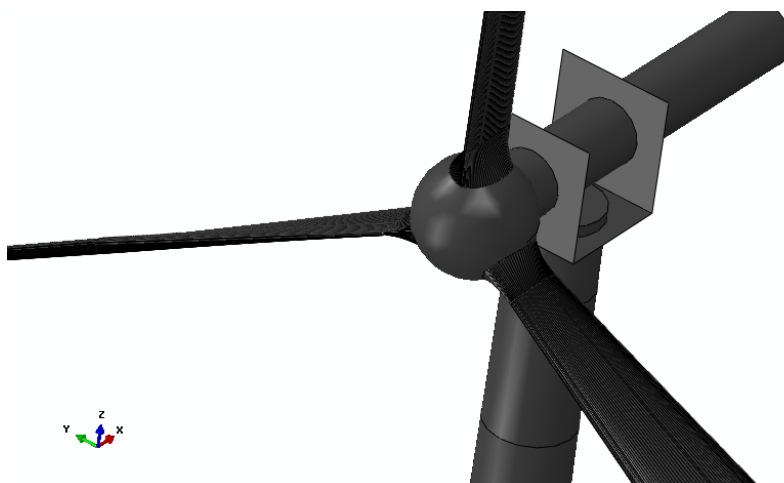


Figura 4.8 Dibujo de detalle de la parte del rotor

## **5 DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA Y MATERIAL**

### **5.1 INTRODUCCIÓN**

En el presente capítulo se definirán todas las características necesarias para llevar a cabo el pertinente estudio paramétrico.

A continuación se define de manera detallada las características geométricas y materiales utilizados en el diseño del aerogenerador de fuste metálico.

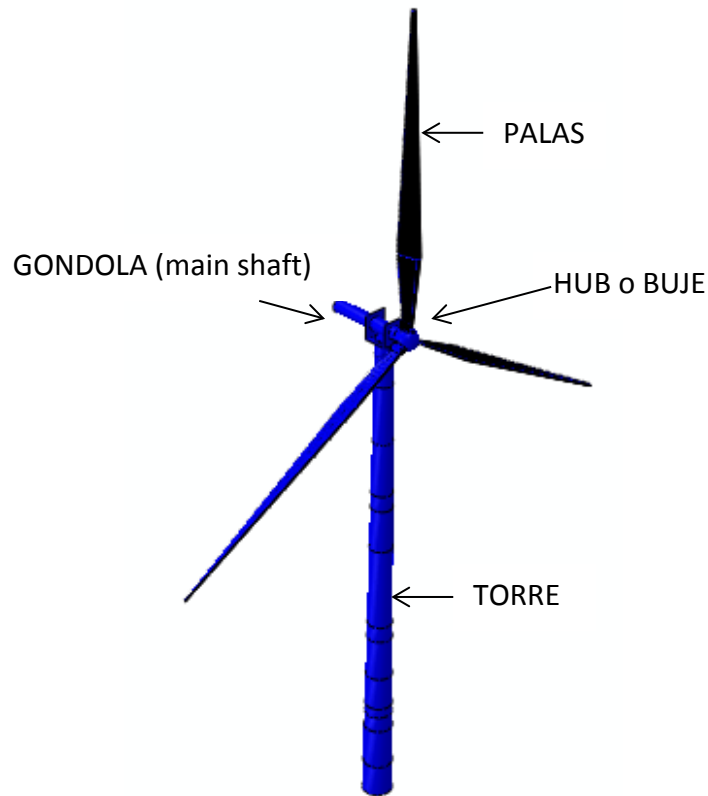


Figura 5.1 Ejemplificación de las distintas partes de la turbina

## 5.2 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

### 5.2.1 TORRE TUBULAR

La torre metálica tubular tiene una altura de 80 m (79.5 m) y tiene forma de un cono truncado con base circular de diámetro externo en la base de 4.680 m y 2.583 m en la parte superior.

Está constituida por cuatro tramos de dimensiones distintas. El espesor de chapa de la torre varía entre 42 mm en la base, 10 mm en la parte más delgada y 18 mm en la parte superior.

En la Tabla 5.1 se expone las dimensiones detalladas de la torre metálica así como su peso en Kg de las distintas secciones.

# ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

		PESO (Kg)	DIMENSIONES (mm)
<b>SECCIONES DE LA TORRE</b>	Sección 1	23220	2500 x 2583 x 3238
	Sección 2	33670	22800 x 3238 x 3824
	Sección 3	43570	15000 x 3824 x 4200
	Sección 4	67430	15000 x 4680 x 4400
<b>CENTRO DE MASAS</b>		8000, -8.36E-07, -7.5E03 (mm)	
<b>MOMENTO DE INERCIA SOBRE EL CENTRO DE MASAS</b>	$I_{xx} \text{ (mm}^4\text{)}$	1.38E09	
	$I_{yy} \text{ (mm}^4\text{)}$	1.36E09	
	$I_{zz} \text{ (mm}^4\text{)}$	3.05E09	
	$I_{xy} \text{ (mm}^4\text{)}$	-4.51E01	
	$I_{yz} \text{ (mm}^4\text{)}$	0.437	
		$I_{zx} \text{ (mm}^4\text{)}$	-2.68E07

Tabla 5.1. Especificaciones geométricas de las diferentes secciones de la torre metálica

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

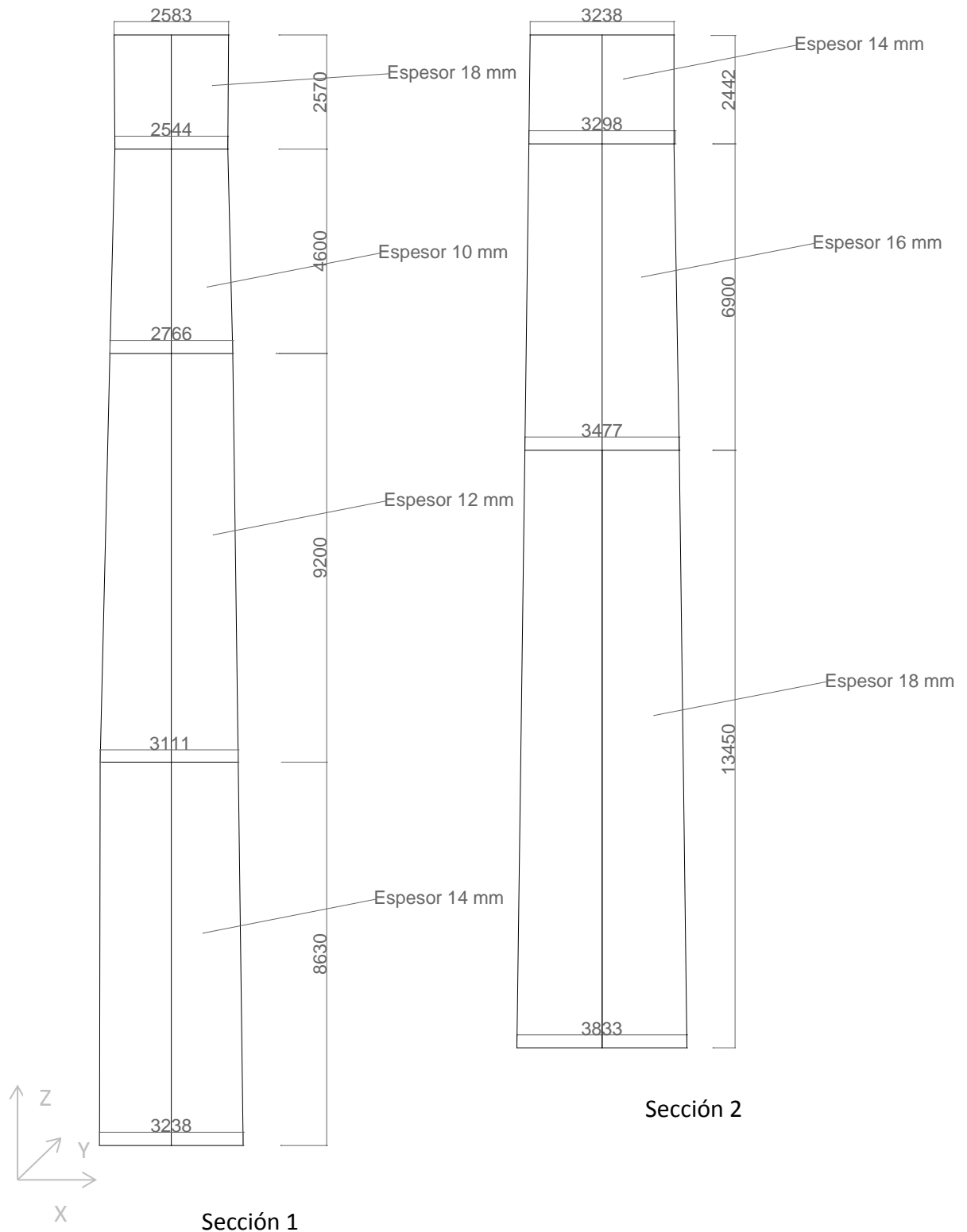


Figura 5.2 Definición geométrica de la Sección 1 y Sección 2 de la torre

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

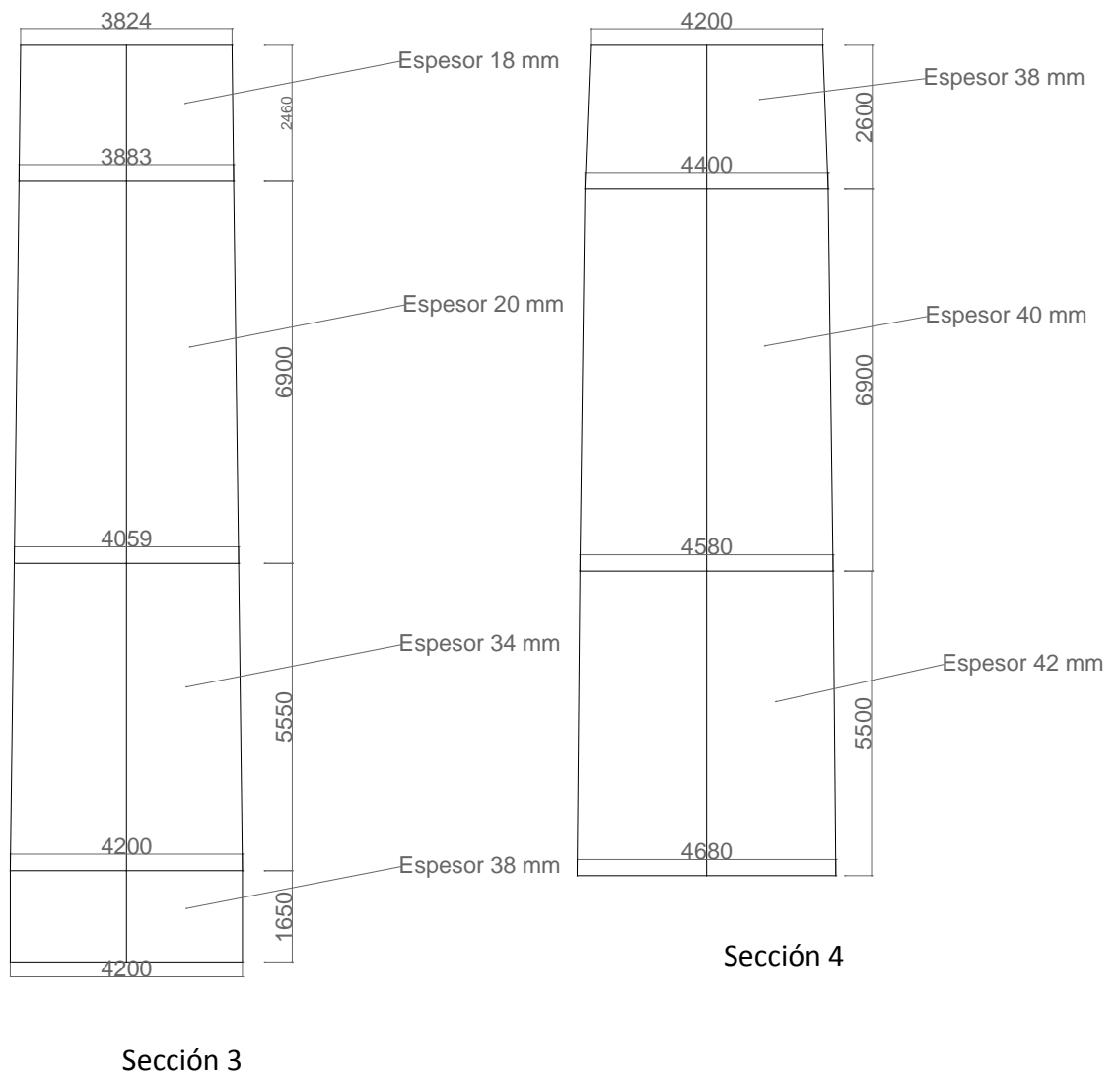


Figura 5.3 Definición geométrica de la Sección 3 y Sección 4 de la torre



### 5.2.2 PALAS (BLADES)

Para el diseño de las palas del aerogenerador (o *blade*, palabra internacionalmente utilizada) se ha escogido un perfil NACA AIRFOIL 4412 (perfil desarrollado por National Advisory Committee for Aeronautics, NACA). Los perfiles utilizados tradicionalmente en rotores de aeroturbinas son los mismos que se utilizan de manera general en la industria aeronáutica.

#### NACA AIRFOIL 4412

Los dígitos 44XX indican parámetros específicos para ser introducidos en las ecuaciones matemáticas para generar con precisión la sección transversal del diseño y calcular así sus propiedades.

- El primer dígito describe el máximo camber (curvatura) como un porcentaje del chord (cuerda), éste marca la inclinación del perfil. En este preciso caso el máximo camber es de un 4% del chord.
- El segundo dígito indica la distancia máxima de curvatura desde la punta delantera en tanto por ciento del chord. Así la máxima curvatura en este diseño se sitúa a un 40% del chord.
- Las dos últimas cifras describen el máximo espesor de la superficie de sustentación como porcentaje del chord. En este estudio, 12% del chord.

En la Figura 5.4 se indican los diferentes parámetros anteriormente mencionados.

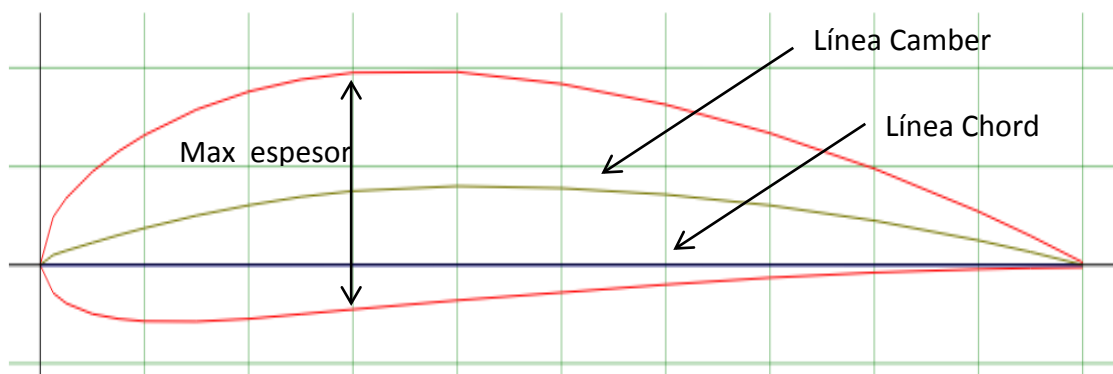


Figura 5.4 Esquema del NACA airfoil 4412

La fórmula para el diseño es dada por la siguiente fórmula:

$$\frac{y_t}{c} = \frac{t}{c} \left[ a_0 \sqrt{x/c} - a_1 x/c - a_2 (x/c)^2 + a_3 (x/c)^3 - a_4 (x/c)^4 \right]$$

Donde  $a_0 = 1.4845$   $a_1 = 0.6300$   $a_2 = 1.7580$   $a_3 = 1.4215$   $a_4 = 0.5075$

c es el chord de la figura

t es el máximo espesor como fracción del chord

### Número de palas

El efecto que produce el aumentar el número de palas es aumentar el coeficiente de potencia, asimismo la energía producida es función directa del número de palas. La actuación de la aeroturbina de una pala es aproximadamente un 30% menor que para dos palas, con lo que si se quiere obtener la misma energía el diámetro del roto tiene que incrementarse.<sup>4</sup>

Así pues, la elección en el diseño de este aerogenerador es una aeroturbina de eje horizontal con tres palas de longitud 45 metros.

### Secciones y espesores

Por consideraciones estructurales y de reducción de peso, la relación de espesores relativos de los perfiles en las distintas secciones de la pala debe distribuirse de manera que los perfiles en punta de pala se aproximen a los óptimos aerodinámicos, mientras que en la zona de raíz el espesor relativo de la sección sea lo suficientemente grande para tener transición suave con la brida de unión al buje.

A partir de la información recogida de los diversos tipos de palas existentes, se ha aproximado el diseño de la pala en cuestión a las características geométricas presentadas en la Figura 5.5

---

<sup>4</sup> El Sistema Eólica. Diseño Aerodinámico. Millán Esteban Cornejo. Master en Energías Renovables y Mercado Energético 2007/2008. Página 21 de 36

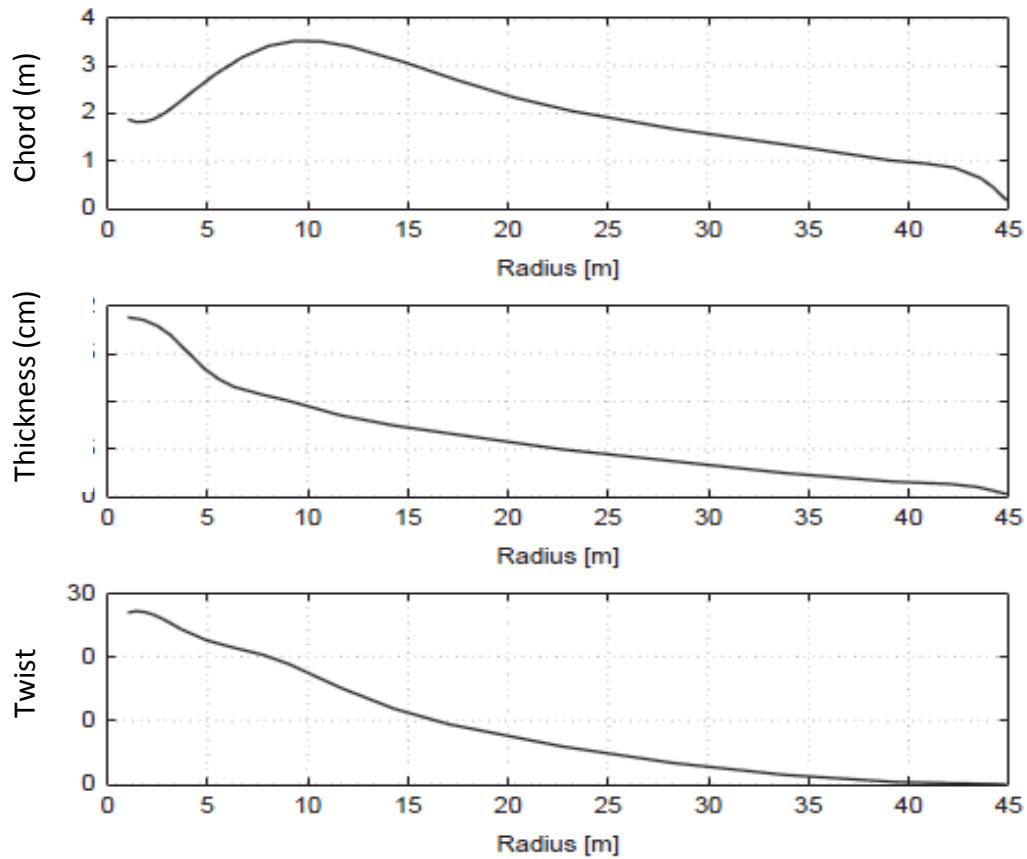


Figura 5.5 Twist, Thickness, Chord de la pala. *Structural Efficiency of a wind turbine*

Por lo consiguiente, se ha diseñado la pala a partir tres secciones distintas de características especificadas en la Tabla 5.2:

SECCIONES DE LA PALA	descripción	características
<b>Sección 1</b>	Elemento de transición entre circunferencia y elipse NACA airfoil 4412	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Circumf d = 1000 mm</li> <li>• Longitud = 1000 mm</li> <li>• Espesor = 20 mm</li> <li>• Peso = 365Kg</li> </ul>
<b>Sección 2</b>	Elemento de transición entre dos elipses de distintos tamaño	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Chord elipse1 = 1000mm</li> <li>• Chord elipse 2= 3750mm</li> </ul>

		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Twist angle= <math>18^{\circ}</math></li> <li>• Longitud = 10 m</li> <li>• Espesor= 10 mm</li> <li>• Peso = 1060 Kg</li> </ul>
<b>Sección 3</b>	Elemento transición entre dos elipses de distintos tamaños	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Chord elipse 2= 3750mm</li> <li>• Chord elipse 3= 500mm</li> <li>• Twist angle= <math>28^{\circ}</math></li> <li>• Longitud = 34 m</li> <li>• Espesor = 5mm</li> <li>• Peso = 1320Kg</li> </ul>

Tabla 5.2 Especificaciones geométricas de las diferentes secciones de la pala

### 5.2.3 BUJE (HUB)

El buje o hub es el elemento conector entre las tres palas y la góndola. Por lo tanto es el transmisor de la fuerza del viento al interior de la góndola (al propio generador).

La unión de las tres palas al buje tiene un comportamiento rígido.

El diseño del buje se ha dado mediante el dibujo de una esfera de diámetro 4000 mm encajando rígidamente las tres palas previamente diseñadas a la esfera descrita.

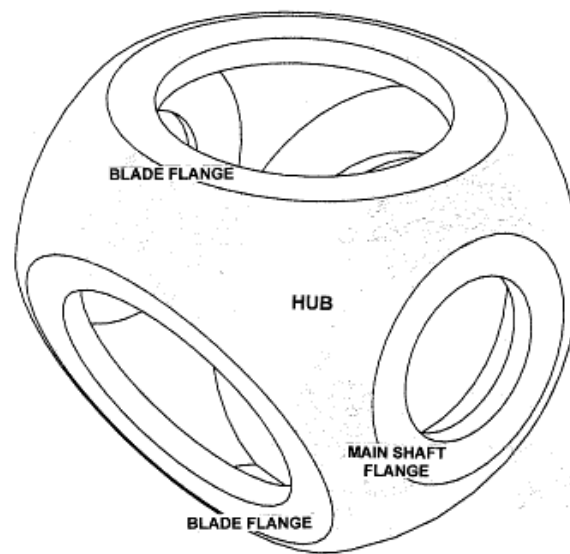


Figura 5.6 Geometría del buje (DNV/RISø)

#### 5.2.4 GÓNDOLA (GENERADOR y GEARBOX)

La góndola está constituida por un eje principal (main shaft) el cuál transmite la energía rotacional del buje a la caja de cambios (gearbox) y al generador. Además, el principal objetivo de este eje principal es transferir las cargas al sistema fijo del generador.

El gearbox contiene los engranajes adecuados conectados a los ejes de baja velocidad y alta velocidad para poder convertir las rotaciones del elemento rotor (bujes y las palas) de baja velocidad a la velocidad de rotación del eje de alta velocidad requerida por el generador.

El generador es el elemento el cual su función es convertir la energía mecánica capturada en energía eléctrica. Esta energía es posteriormente transmitida a la red de suministro.

En el presente estudio no se ha considerado la góndola como chasis de protección de los elementos mecánicos y eléctricos descritos, ya que no se considera elemento estructural, tan solo resulta ser un elemento de protección para el generador.

El sistema yaw (engranajes de conexión entre la torre y la góndola) no se ha considerado en este estudio, ya que su función es redireccionar la posición de la góndola al producirse cambios en la dirección del viento, y para esta investigación se ha considerado una única dirección del viento.

En la Figura 5.7 que se muestra a continuación, se enseña la distribución de los elementos mecánicos y eléctricos del interior de una góndola de un aerogenerador de la Empresa Gamesa, donde se observa en color azul el eje principal de transmisión (main shaft).

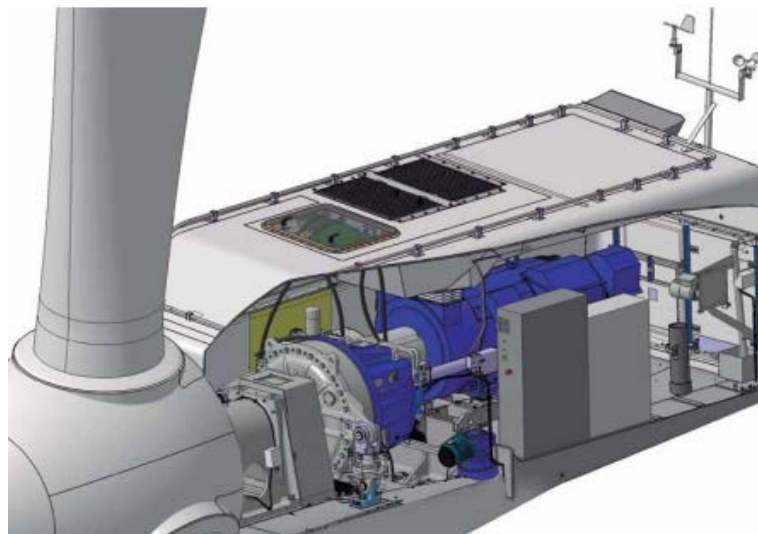


Figura 5.7 Góndola (catálogo Gamesa)

En la Figura 5.8 se ejemplifica el diseño simplificado utilizado en el presente estudio, considerando así la caja de cambios, el generador, y el eje principal como elementos estructurales.

Entonces el esquema simplificado detallando las dimensiones geométricas se muestra en la Tabla 5.3

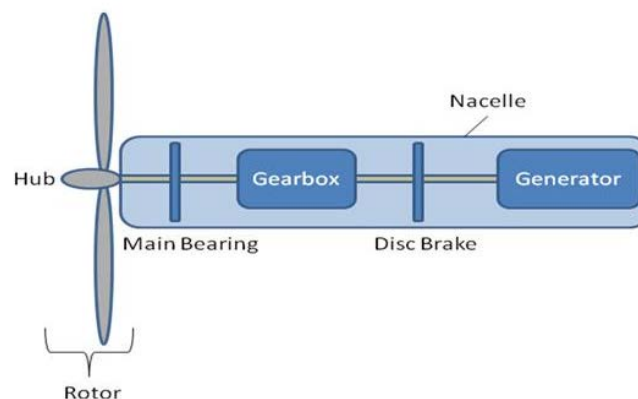


Figura 5.8 Geometría simplificada utilizada en el diseño de la Góndola (Gearbox, Generador y Main Shaft)

<b>Góndola</b>		
	<b>descripción</b>	<b>dimensiones</b>
<b>cilindro</b>	Único cilindro que une el elemento rotor (buje y las aspas) con la torre tubular. Represente el eje principal.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Circunferencia de diámetro 2000 mm</li> <li>• Espesor = 20 mm</li> </ul>
<b>planos</b>	Planos colocados en la parte superior de la torre intersectando el cilindro, especificando la colocación de la caja de cambios (gearbox)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elementos con forma cuadrangular de longitud de lado 3600mm</li> <li>• Espesor= 20mm</li> </ul>

Tabla 5.3 Especificaciones geométricas de la Góndola

La caja de cambios así como el generador, no son descritos detalladamente en este apartado ya que han sido consideradas como cargas puntuales aplicadas en la parte superior de la torre en el momento del análisis dinámico.

## 5.3 DEFINICIÓN DE LOS MATERIALES

### 5.3.1 TORRE TUBULAR

El material que se utiliza comúnmente en el diseño de la estructura de la torre tubular troncocónica de un aerogenerador es el acero estructural, también utilizado en los elementos de engranajes y sistemas de transición.

Para el presente estudio se trabaja con acero S355. En la Tabla 5.4 se especifica las propiedades del acero estructural.

<b>ACERO S355</b>	
<b>Densidad (<math>\rho_{\text{acero}}</math>)</b>	7850 kg/m <sup>3</sup>
<b>Coeficiente de Poisson (<math>\nu</math>)</b>	0.3
<b>Módulo de elasticidad (E)</b>	210000 MPa

Tabla 5.4 Propiedades del acero estructural utilizado en la torre tubular

### 5.3.2 PALAS

Los materiales utilizados en la construcción de las palas de un aerogenerador son materiales muy ligeros para así minimizar las cargas. Fiber Reinforced Plastics (FRP) es el material más utilizado para los paneles exteriores y las webs o separadores interiores.

FRP son materiales donde las fibras son utilizadas para transferir las cargas globales y la resina de polímero es utilizada para distribuir las cargas entre las fibras y restringir los desplazamientos locales relativos.

Así pues para el diseño de las palas, se utiliza una matriz constituida de plástico (epoxy, polyester) con fibras de carbono, vidrio o kevlar.

El GFRP, matriz de plástico reforzada por finas fibras de vidrio. Es un material de peso ligero, extremadamente fuerte y robusto, adecuado para el diseño de un elemento estructural de tal importancia en las turbinas de viento.

La matriz constituida total o parcialmente por fibras de carbono resulta más ligera y con propiedades de resistencia algo más elevadas pero con un coste superior a la utilización de fibras de vidrio, aspecto que se debe considerar en la optimización del diseño.

En general la utilización de fibras de carbono está justificada en turbinas de largas longitudes de aspas, ya que en éstas es más difícil conseguir la suficiente rigidez a lo



largo del aspa sin añadir un peso excesivo. El extra de peso significa un mayor coste del material y también valores más bajos de frecuencias naturales.

Las propiedades mecánicas, modulo elástico y resistencias puede variar significativamente entre los diferentes tipos de fibras. La selección y cualificación de las fibras es una parte importante en el diseño de la pala (blade).

En la Tabla 5.5 se presenta los diferentes materiales utilizados en este estudio con sus propiedades mecánicas respectivas necesarias para su diseño.

	<b>E-Glass epoxy composite</b>	<b>Aramid Kevlar epoxy composite</b>	<b>Fiber Carbon epoxy composite</b>
<b>Densidad</b>	1.99 kg/m <sup>3</sup>	1.35 kg/m <sup>3</sup>	1.60 kg/m <sup>3</sup>
<b>Coefficiente de Poisson (ν)</b>	0.3	0.3	0.27
<b>Módulo de elasticidad (E)</b>	25000 MPa	63600 MPa	142000 MPa

Tabla 5.5 Propiedades mecánicas FRP composites

### 5.3.3 BUJE

Hierro fundido es el material preferido para el buje (hub). Este material es clasificado con acordanza a sus propiedades mecánicas, como resistente y robusto, en EN1563.

Los bujes de hierro fundido son comúnmente testados por análisis no destructivos (NDT, non-destructive testing) para la verificación de sus propiedades mecánicas y para la detección de posibles defectos y discontinuidades internas. Inspecciones ultrasónicas son utilizadas para la realización de estos análisis.

Es importante considerar si el material escogido dispone de la ductilidad necesaria, ya que bajas temperaturas pueden ser críticas para un buje de hierro fundido.

En la Tabla 5.6 que se muestra a continuación, se define las propiedades del hierro fundido.

Hierro fundido	
Densidad ( $\rho_{\text{acero}}$ )	$7-7.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$
Coeficiente de Poisson ( $\nu$ )	0.3
Módulo de elasticidad (E)	83000-170000 MPa

Tabla 5.6 Propiedades del hierro fundido (cast iron)

#### 5.3.4 GÓNDOLA

Considerando la simplificación especificada en la Figura 5.8, el material utilizado en el cilindro el cual representa el eje principal de la Góndola es el GGG-40 Cast iron (Hierro fundido).

En la Tabla 5.7 se presenta sus principales propiedades del material GGG-40 Cast iron, introducidas en el programa Abaqus.

Hierro fundido GGG-40 (main shaft)	
Densidad ( $\rho_{\text{acero}}$ )	$7.1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$
Coeficiente de Poisson ( $\nu$ )	0.3
Módulo de elasticidad (E)	170000 MPa

Tabla 5.7 Propiedades del hierro fundido (GGG-40 cast iron)

## **6 ESTUDIO DE FRECUENCIAS NATURALES**

### **6.1 INTRODUCCIÓN**

En este capítulo se expone un estudio dinámico en el que se analiza las frecuencias naturales de los distintos elementos constituyentes del aerogenerador, como también las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración de la turbina eólica concebida como estructura global.

El objetivo de este estudio es la comparación de las frecuencias naturales obtenidas entre los distintos elementos constituyentes del aerogenerador con el fin de extraer

conclusiones en cuanto a variación de parámetros de las partes más representativas del aerogenerador.

### **6.2 PALAS (BLADE)**

A partir del diseño modelado realista, mostrado en el capítulo 5.2.2, se hace un estudio de frecuencias naturales.

#### **6.2.1 CÁLCULO DE LAS FRECUENCIAS NATURALES DE UNA PALA**

Se escoge una de las tres palas diseñadas mediante consideraciones aerodinámicas para poder hacer estudios y así poder extraer resultados.

Los materiales empleados para este estudio son los ya mencionados: FRP composites con fibras de Carbono, vidrio (EGlass) y Aramid Kevlar. (Propiedades especificadas en la Tabla 5.5)

Por lo que hace referencia a las condiciones de contorno, se ha empotrado un extremo prohibiendo cualquier desplazamiento y giro en las tres direcciones.

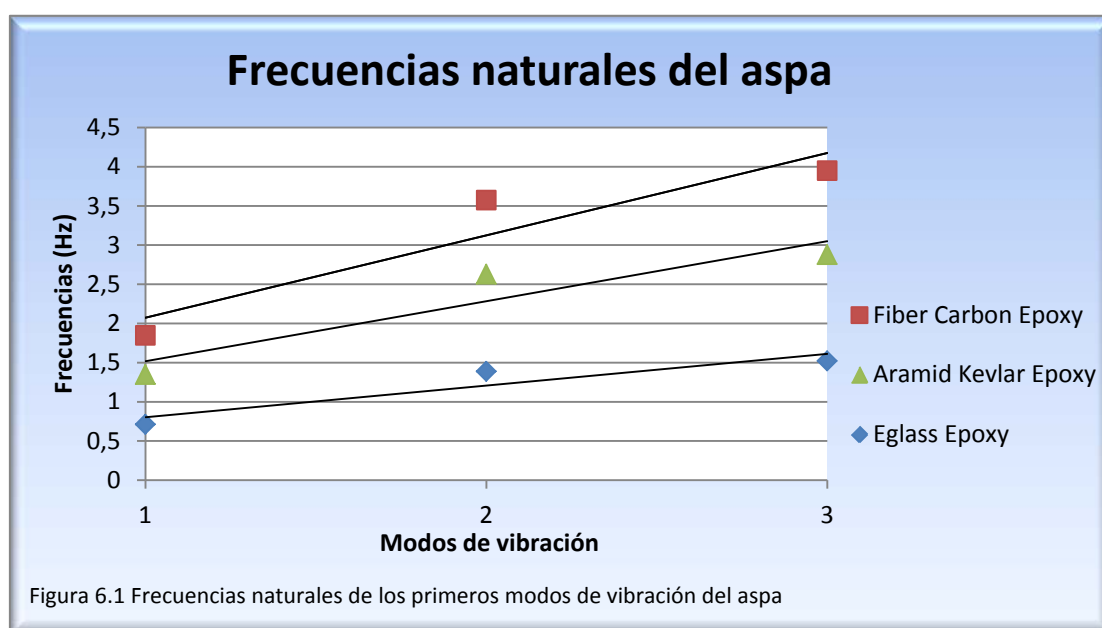
Una buena filosofía de diseño para reducir las vibraciones en la estructura es separar las frecuencias naturales de la estructura de las frecuencias armónicas del rotor, esta condición evita entrar en resonancia donde largas amplitudes de vibración podría provocar daños destructivos a la estructura global.

Así pues, un exhaustivo estudio de las frecuencias naturales de las aspas en función del material escogido es llevado a cabo. En la Tabla 6.1 se presentan las frecuencias naturales obtenidas mediante el programa Abaqus.

# ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

Unidades en Hz	EGlass Epoxy	Fiber Carbon Epoxy	Aramid Kevlar Epoxy
	1.99 kg/m <sup>3</sup>	1.60 kg/m <sup>3</sup>	1.35 kg/m <sup>3</sup>
<b>MODO 1</b>	0.180	0.467	0.340
<b>MODO 2</b>	0.609	1.580	1.152
<b>MODO 3</b>	1.063	2.758	2.011
<b>MODO 4</b>	1.59	4.122	3.015
<b>MODO 5</b>	2.03	5.262	3.854
<b>MODO 6</b>	2.17	5.602	4.10
<b>MODO 7</b>	2.304	5.945	4.360
<b>MODO 8</b>	2.692	6.947	5.093
<b>MODO 9</b>	2.864	7.404	5.419
<b>MODO 10</b>	3.200	8.265	6.056

Tabla 6.1 Frecuencias naturales del aspa del aerogenerador según el material utilizado



En la Tabla 6.1 y en la Figura 6.1 se observa que la pala diseñada mediante la utilización de Epoxy/fibras de Carbono consigue valores más bajos de frecuencias naturales (Mode 1 : 0.47 Hz – Mode 10 : 8.27 Hz) seguidamente de la pala fabricada con Epoxy/Aramid Kevlar con valores de frecuencias en un rango entre 0.34-6.06 Hz y finalmente la pala fabricada con Epoxy/EGlass consigue los valores más bajos de frecuencias naturales en los diez modos principales (Mode 1: 0.18 Hz – Mode 10 3.2 Hz).

## 6.2.2 COMPARACIÓN DEL MODELO

En el análisis estructural es de gran relevancia la simplificación de los modelos a utilizar para observar si éstos son fiables y se aproximan a la realidad.

A continuación se ha hecho un estudio de frecuencias naturales en 2 diseños simplificados de un aspa de aerogenerador.

### Diseño simplificado 1

En el primer caso se considera un diseño con inercia constante, una viga con sección cajón constante al largo de los 45 metros de longitud de la pala.

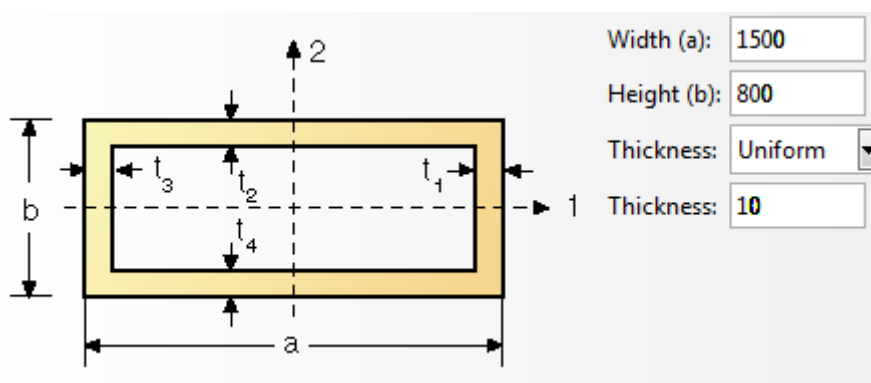


Figura 6.2 Esquema de la sección (mm) del Diseño 1

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

En la Tabla 6.2 se presenta las frecuencias naturales de los 10 primeros modos según los diferentes materiales ya mencionados en el apartado anterior.

Unidades en Hz	EGlass Epoxy 1.99 kg/m <sup>3</sup>	Fiber Carbon Epoxy 1.60 kg/m <sup>3</sup>	Aramid Kevlar Epoxy 1.35 kg/m <sup>3</sup>
<b>MODO 1</b>	0.224	0.583	0.424
<b>MODO 2</b>	0.526	1.366	0.995
<b>MODO 3</b>	1.403	3.643	2.654
<b>MODO 4</b>	3.254	8.454	6.158
<b>MODO 5</b>	3.912	10.161	7.402
<b>MODO 6</b>	7.624	19.805	14.426
<b>MODO 7</b>	8.063	21.185	15.256
<b>MODO 8</b>	8.932	23.212	16.900
<b>MODO 9</b>	12.514	32.513	23.680
<b>MODO 10</b>	17.026	44.269	32.216

Tabla 6.2. Frecuencias naturales del aspa del aerogenerador Diseño simplificado 1

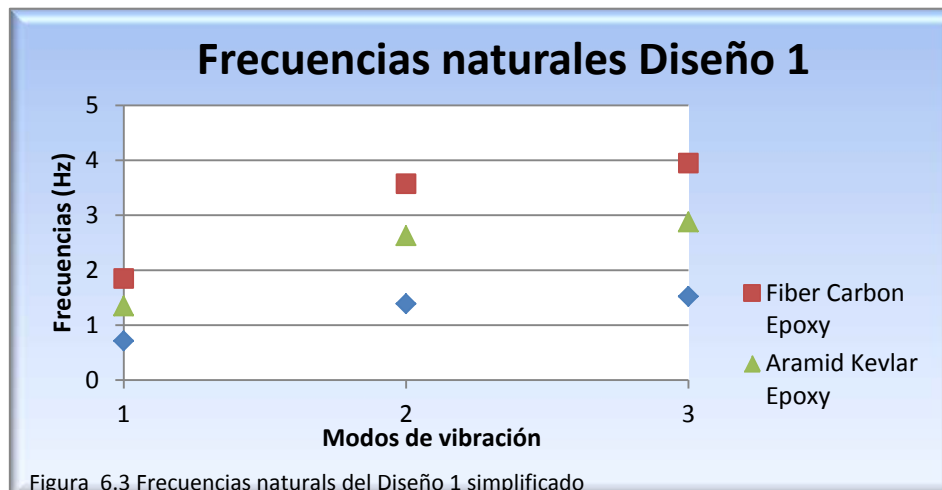


Figura 6.3 Frecuencias naturales del Diseño 1 simplificado

Los resultados que se muestran en la Figura 6.3 afirman que las frecuencias naturales más altas se dan en la utilización del material Epoxy/Fiber Carbon, consiguiendo un valor de 44 Hz en el modo 10.

### Diseño simplificado 2

En este segundo se ha considerado un diseño con inercia variable. El diseño aproximado del aspa se ha realizado mediante dos secciones:

- Sección 1: tetraedro con base rectangular (diseñado mediante *shells* en Abaqus). La primera base tiene dimensiones de 2000x800 (mm) y la segunda base de 3500x1400 (mm). La longitud de la sección 1 es de 10 metros y su espesor al largo de todo este primer tramo es de 10 mm.
- Sección 2: tetraedro con base rectangular (diseñado mediante *shells* en Abaqus). La primera base tiene dimensiones 3500x1400 (mm) y la segunda base (tip del aspa) 500x400 (mm). La longitud es de 35 metros con un espesor de 5 mm al largo de toda la sección.

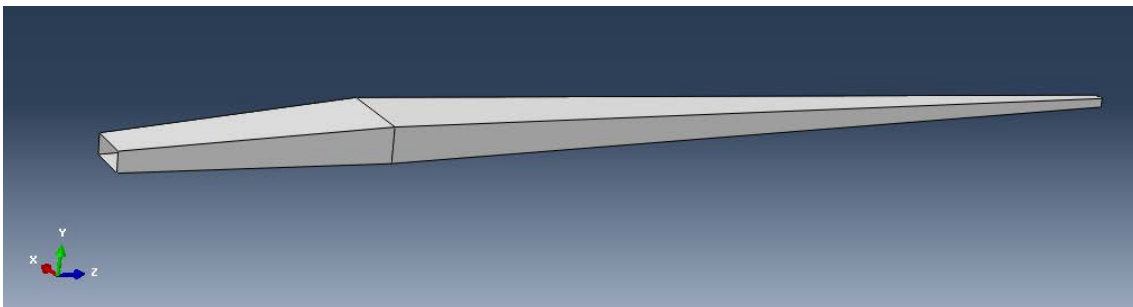


Figura 6.4 Dibujo del Diseño 2

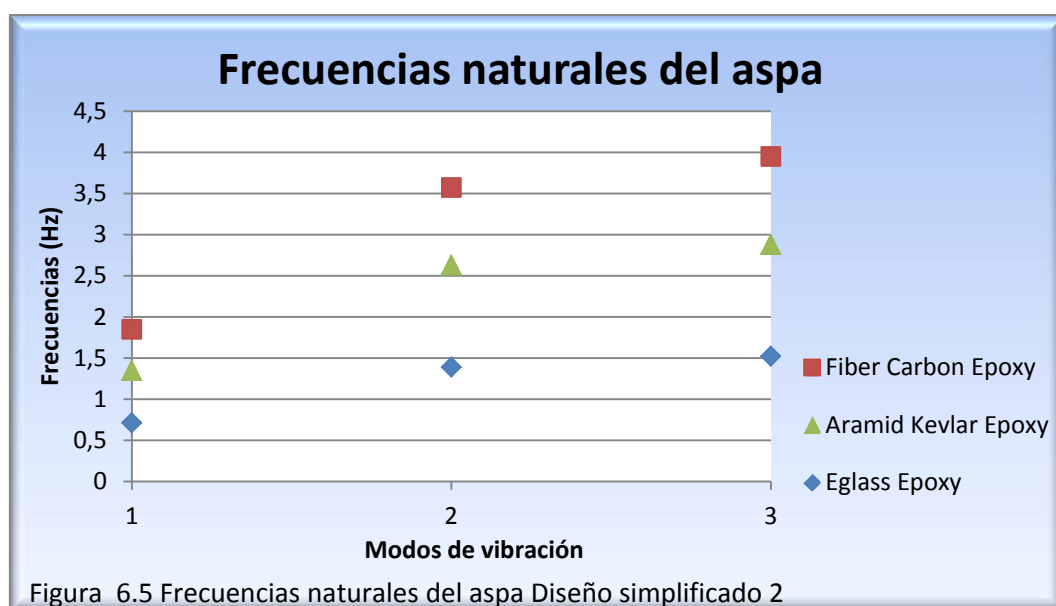
El estudio de frecuencias en el Diseño 2 se ha hecho considerando los tres materiales en estudio: Epoxy/EGlass, Epoxy/Fibras de Carbono, Epoxy/Aramid Kevlar



## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

Unidades en Hz	EGlass Epoxy	Fiber Carbon Epoxy	Aramid Kevlar Epoxy
	1.99 kg/m <sup>3</sup>	1.60 kg/m <sup>3</sup>	1.35 kg/m <sup>3</sup>
<b>MODO 1</b>	0.712	1.848	1.347
<b>MODO 2</b>	1.389	3.573	2.628
<b>MODO 3</b>	1.521	3.95	2.878
<b>MODO 4</b>	1.581	4.07	2.992
<b>MODO 5</b>	1.706	4.391	3.228
<b>MODO 6</b>	1.817	4.675	3.438
<b>MODO 7</b>	1.994	5.133	3.773
<b>MODO 8</b>	2.00	5.156	3.791
<b>MODO 9</b>	2.188	5.631	4.140
<b>MODO 10</b>	2.275	5.858	4.306

Tabla 6.3 Frecuencias naturales de aspa del aerogenerador Diseño simplificado 2



## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

Mediante la utilización del material Fiber Carbon Epoxy, se consiguen frecuencias naturales más altas en los 10 modos de vibración analizados.

Se detalla en la Tabla 6.4 las diferencias porcentuales de las frecuencias naturales conseguidas de los 10 primeros modos del modelo específico diseñado con los diseños simplificados 1 y 2.

	EGlass Epoxy		Fiber Carbon Epoxy		Aramid Kevlar Epoxy	
	Diferencia en % con el modelo diseñado					
	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 1	Diseño 2
MODO 1	24	296	25	296	25	296
MODO 2	-14	128	-14	126	-14	128
MODO 3	32	43	32	43	32	43
MODO 4	105	-1	105	-1	104	-1
MODO 5	93	-16	93	-17	92	-16
MODO 6	251	-16	254	-17	252	-16
MODO 7	250	-13	256	-14	250	-13
MODO 8	232	-26	234	-26	232	-26
MODO 9	337	-24	339	-24	337	-24
MODO 10	432	-29	436	-29	432	-29

Tabla 6.4 Diferencias porcentuales entre las frecuencias conseguidas en el Diseño 1 y Diseño y el prototipo de aspa realista diseñado

Se observa a partir de la Tabla 6.4 que en los primeros modos el Diseño 1 se aproxima más al modelo prototipo pero en los modos superiores las diferencias porcentuales aumentan. Por el contrario en el Diseño 2 se observa justamente lo opuesto, en los primeros modos naturales las diferencias porcentuales son mayores que en los modos superiores.

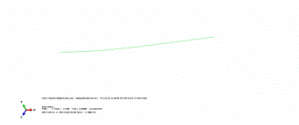
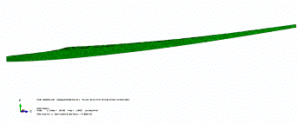
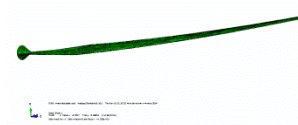

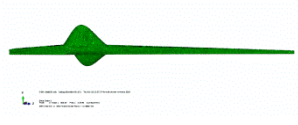

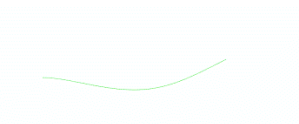


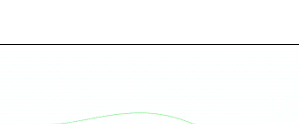

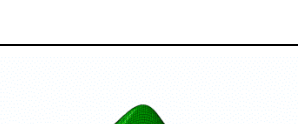
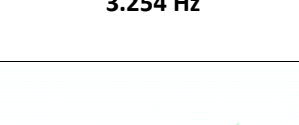
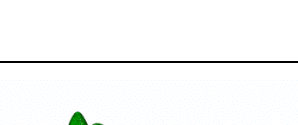

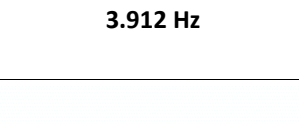
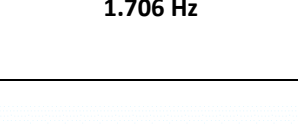
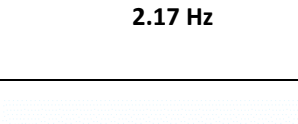
Analizando la Figura 6.5 donde se muestran las imágenes de los diez primeros modos de vibración de los tres diseños propuestos (Diseño 1 simplificado, Diseño 2 simplificado y Diseño Prototipo) se observa que el Diseño 1 y Diseño 2 disponen de capacidad de predicción de modos locales de vibración, mientras que el Diseño 1 solo tiene capacidad para mostrar modos globales de vibración. Sin embargo, se observa que en los modos de vibración más bajos el modo de vibración del prototipo es prácticamente global, hecho que contribuye a aumentar una semejanza en los resultados entre el Diseño 1 simplificado y el Diseño prototipo.

En los modos de vibración donde predominan las vibraciones locales, es entonces donde el Diseño 2 y el Diseño Prototipo se parecen más.

Las diferencias entre los diseños expuestos y el modelo Prototipo más realista son realmente muy notables, en algunos modos las diferencias son mínimas pero desde una visión global se podría exponer que los modelos simplificados estudiados no se acercan lo suficiente a la realidad.

Se puede concluir que es necesario un modelo realista para así poder extraer resultados fiables y poderlos utilizarlos en futuros estudios.

# ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

DISEÑO 1	DISEÑO 2	PROTOTIPO
 0.224 Hz	 0.712 Hz	 0.18 Hz
 0.526 Hz	 1.389 Hz	 0.609 Hz
 1.403 Hz	 1.521 Hz	 1.0630 Hz
 3.254 Hz	 1.581 Hz	 2.03 Hz
 3.912 Hz	 1.706 Hz	 2.17 Hz
 7.624 Hz	 1.817 Hz	 2.304 Hz

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

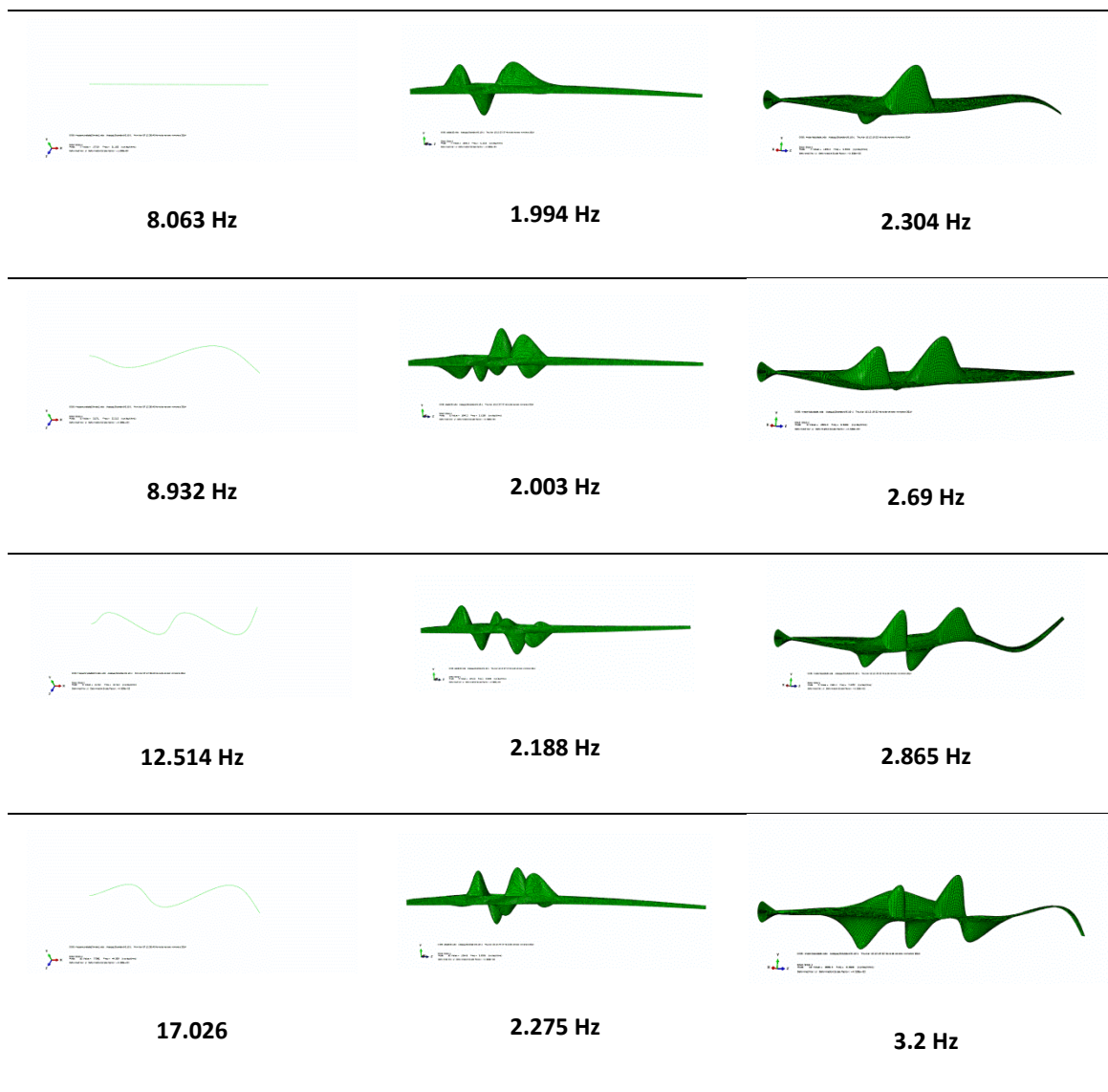


Figura 6.6 Modos de vibración de los tres Diseños estudiados

## 6.3 ROTOR

Para un correcto diseño de la torre eólica es imprescindible analizar con detalle las características dinámicas del rotor, contemplado así las tres aspas junto con el buje y su eje principal de rotación (main shaft).

### 6.3.1 FRECUENCIAS DEL ROTOR

El cálculo de las frecuencias tiene real importancia. Las dos frecuencias más bajas de la parte del rotor deben ser calculadas, para poder compararlas con las frecuencias rotacionales de la torre eólica. Tiene que haber un margen suficiente de un  $\pm 12\%$  de diferencia, para asegurar su correcto diseño y próspero funcionamiento evitando así entrar en resonancia. [The Guidelines for Design of Wind turbines – DNV/RISØ]

Las condiciones de contorno adoptadas para este estudio han sido el empotramiento de todos los puntos de la base exterior del eje principal de rotación, prohibiendo así su desplazamiento y rotación en sus tres grados de libertad (x, y, z).

Para establecer las condiciones de contorno mencionadas, se ha proseguido a relacionar todos los puntos de la base exterior a un punto de referencia situado en el centro de la misma (*reference point*), para así consecutivamente poder hacer una relación unívoca entre el punto de referencia i línea divisoria de la base. Esta relación se ha conseguido a través del comando *tie—coupling*.

Mediante la Figura 6.7 se muestra la relación unívoca entre el punto de referencia 1 y la base exterior del eje principal de rotación (color rojo).

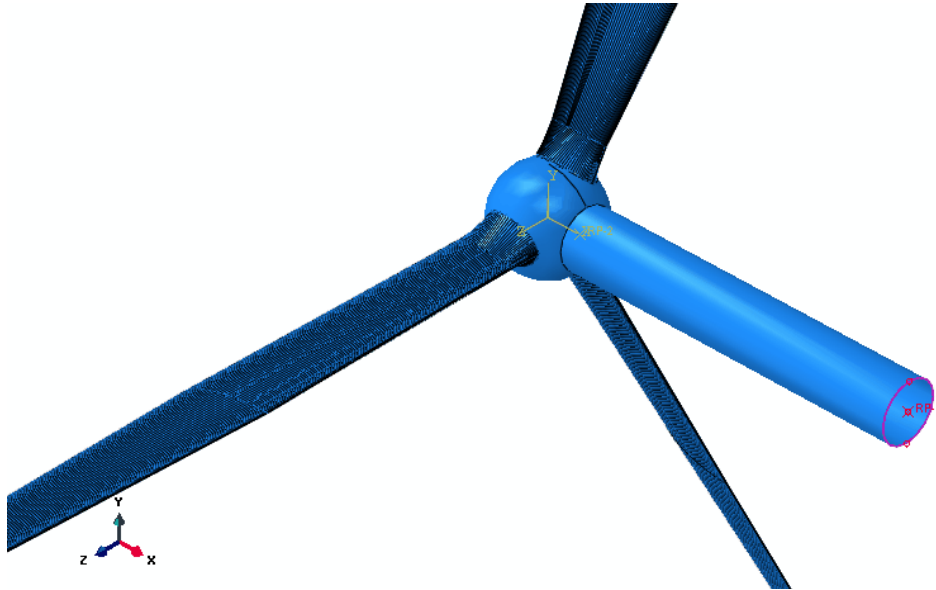


Figura 6.7 Relación unívoca entre el punto de referencia y la base exterior del eje principal de rotación

En el estudio dinámico para el cálculo de frecuencias se ha observado que los resultados obtenidos de los valores propios para los primeros modos naturales han sido prácticamente nulos, esto puede ser debido a las implicaciones indirectas de las condiciones de contorno impuestas. Sin embargo, en los modos de vibración superiores los valores conseguidos son los esperados, así pues se obviarán los primeros resultados ya que se consideran fuera del rango de frecuencias estimado.

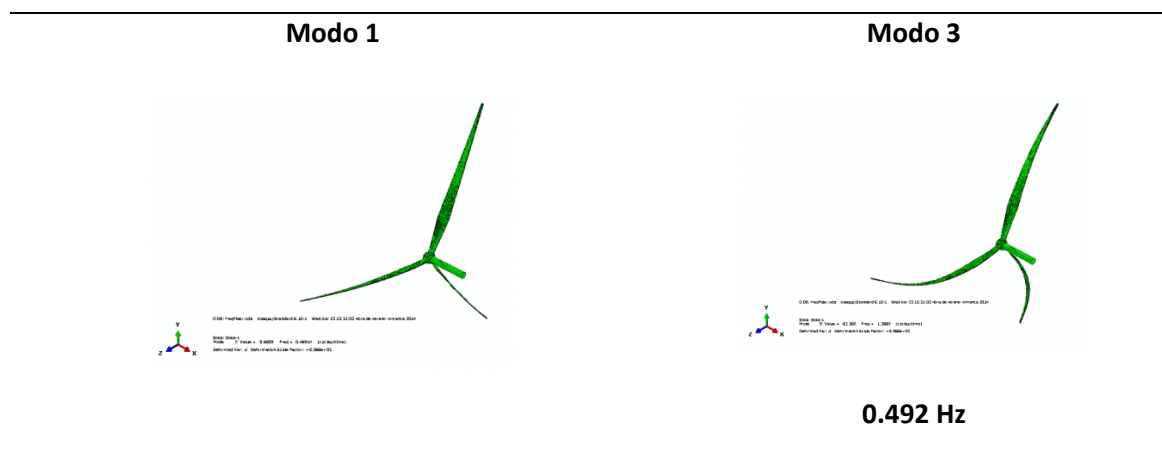
A continuación se presentan los tres análisis de frecuencias naturales según el material empleado en las alas. El material utilizado en las alas son los empleados en el apartado anterior ya mencionados (GPR fibras de vidrio, GPR Aramid Kevlar, GPR fibras de carbono).

# ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

Unidades en Hz	EGlass Epoxy	Fiber Carbon Epoxy	Aramid Kevlar Epoxy
	1.99 kg/m <sup>3</sup>	1.60 kg/m <sup>3</sup>	1.35 kg/m <sup>3</sup>
<b>MODO 1</b>	0.185	0.469	0.344
<b>MODO 2</b>	0.185	0.469	0.344
<b>MODO 3</b>	0.492	1.267	0.923
<b>MODO 4</b>	0.665	1.706	1.244
<b>MODO 5</b>	0.665	1.706	1.244
<b>MODO 6</b>	1.076	2.679	1.987
<b>MODO 7</b>	1.390	3.482	2.552
<b>MODO 8</b>	1.390	3.482	2.552
<b>MODO 9</b>	1.468	3.517	2.633

Tabla 6.5 Frecuencias naturales del rotor según los tres materiales utilizados (EGlass,FiberCarbon,AramidKevlar/Epoxy)

A continuación, en la Figura 6.8 se muestran los principales modos de vibración





## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

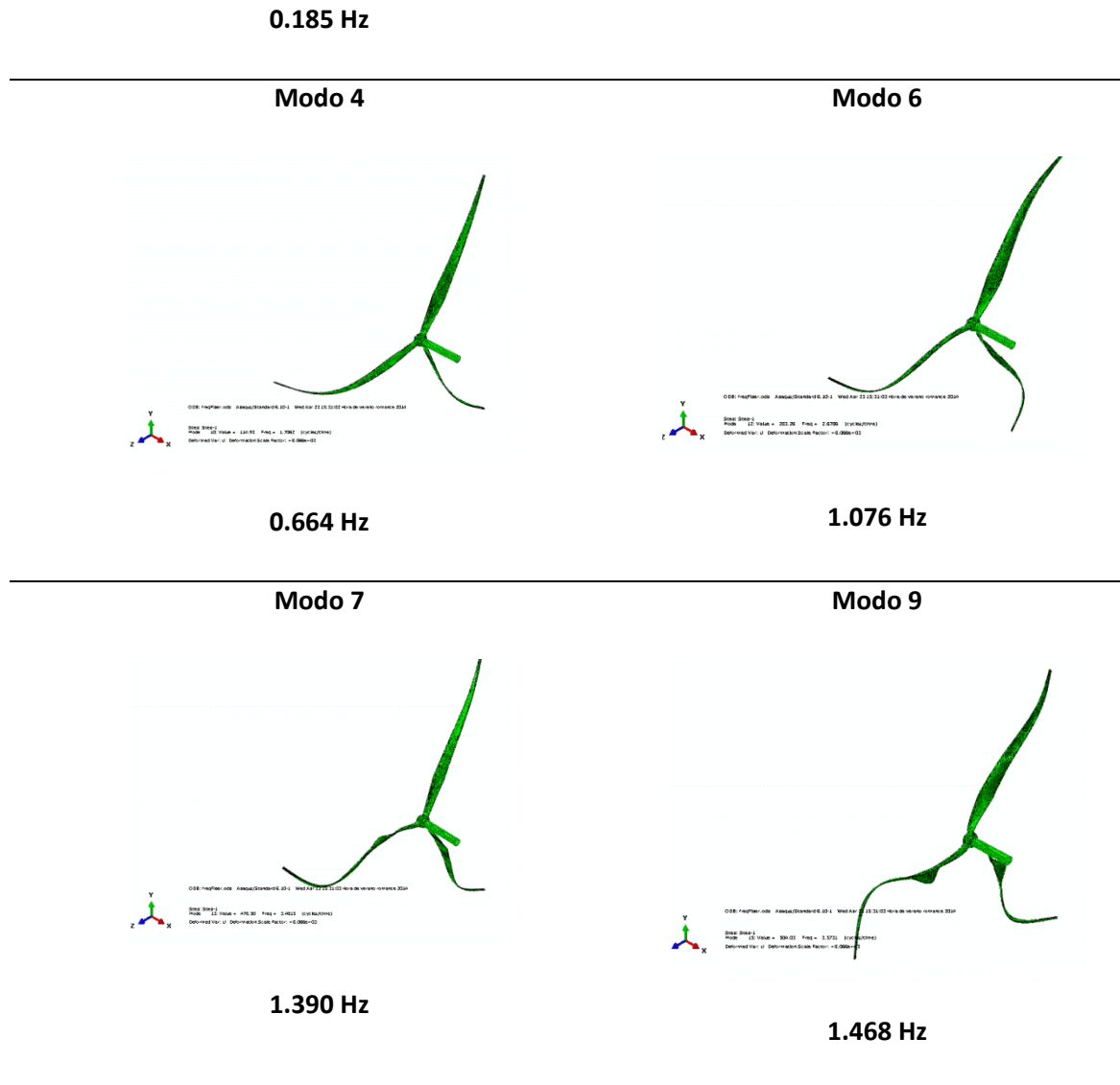


Figura 6.8 Principales modos de vibración del rotor (Buje, aspas, eje principal de rotación)

Comparando los resultados de la Taula 6.1 y la Taula 6.5, se observa que en los primeros modos de vibración, las frecuencias naturales del rotor (buje + 3 palas) son prácticamente iguales a las frecuencias naturales calculadas en una aspa.

Así pues, en la utilización del material Eglass/Epoxy, la frecuencia del primer modo en el rotor consigue el valor de 0.180Hz, siendo 0.185Hz el resultado obtenido en el cálculo de frecuencias de un aspa EGlass/Epoxy. A altos modos de vibración, las diferencias entre los dos modelos aumentan.

## 6.4 TORRE TUBULAR

### 6.4.1 CÁLCULO DE LAS FRECUENCIAS NATURALES

Cuando se diseña una turbina con una velocidad fijada, el cálculo de las frecuencias del rotor son de vital importancia. Pero no tan solo es de real importancia el cálculo de éstas, sino también resulta imprescindible hacer un estudio de las frecuencias naturales de la torre ya que para evitar el fallo general de la estructura, las frecuencias del rotor no deben encontrarse cerca de las frecuencias naturales de la propia torre.

La torre dispone de 80 metros de altura con espesores distintos (especificados en el apartado de Geometría y Materiales), fabricada mediante acero, la cual se encuentra empotrada por su base inferior prohibiendo así su movimiento (desplazamiento y giro) en las 3 direcciones.

Es recomendable comentar que las frecuencias naturales de la torre son dependientes de la eficiencia de los soportes en las cimentaciones. Según *Guidelines for design of wind turbine* (DNV), si se asume en los cálculos que la torre se encuentra completamente empotrada, entonces el error en el cálculo de las frecuencias naturales será de un 20%.

En la Tabla 6.5 se muestra las primeras 15 frecuencias naturales de la torre.

	Frecuencias (Hz)
<b>MODO 1</b>	1.156
<b>MODO 2</b>	1.156
<b>MODO 3</b>	3.931
<b>MODO 4</b>	3.931
<b>MODO 5</b>	4.478
<b>MODO 6</b>	4.478
<b>MODO 7</b>	4.751
<b>MODO 8</b>	4.751
<b>MODO 9</b>	6.007
<b>MODO 10</b>	6.007
<b>MODO 11</b>	7.861
<b>MODO 12</b>	7.861
<b>MODO 13</b>	10.132
<b>MODO 14</b>	10.132
<b>MODO 15</b>	10.416

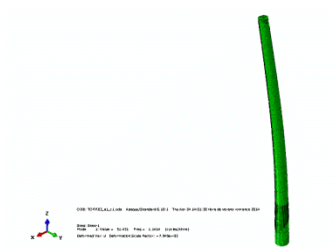
Tabla 6.6 Frecuencias naturales de la torre del aerogenerador

Observamos en la Tabla 6.6 que las frecuencias de los modos impares son las representativas de la estructura en cuestión, ya que las vibraciones dadas en los modos pares son las formas de vibración simétricas.

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

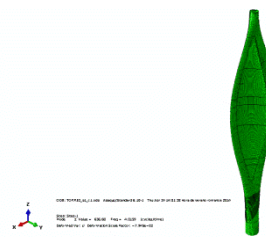
En la Figura 6.9 se muestran las imágenes de los respectivos modos de vibración representativos.

**Modo 1**



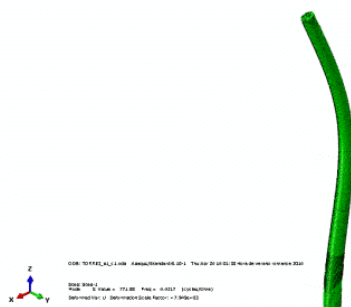
1.156 Hz

**Modo 3**



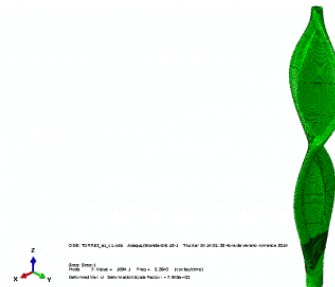
3.931 Hz

**Modo 5**



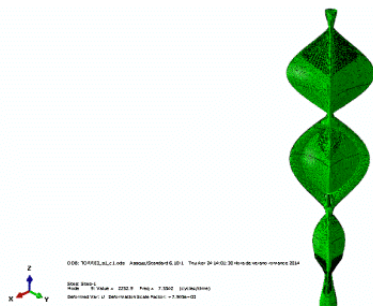
4.478 Hz

**Modo 7**

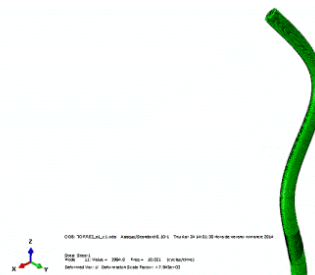


4.751 Hz

**Modo 9**



**Modo 11**



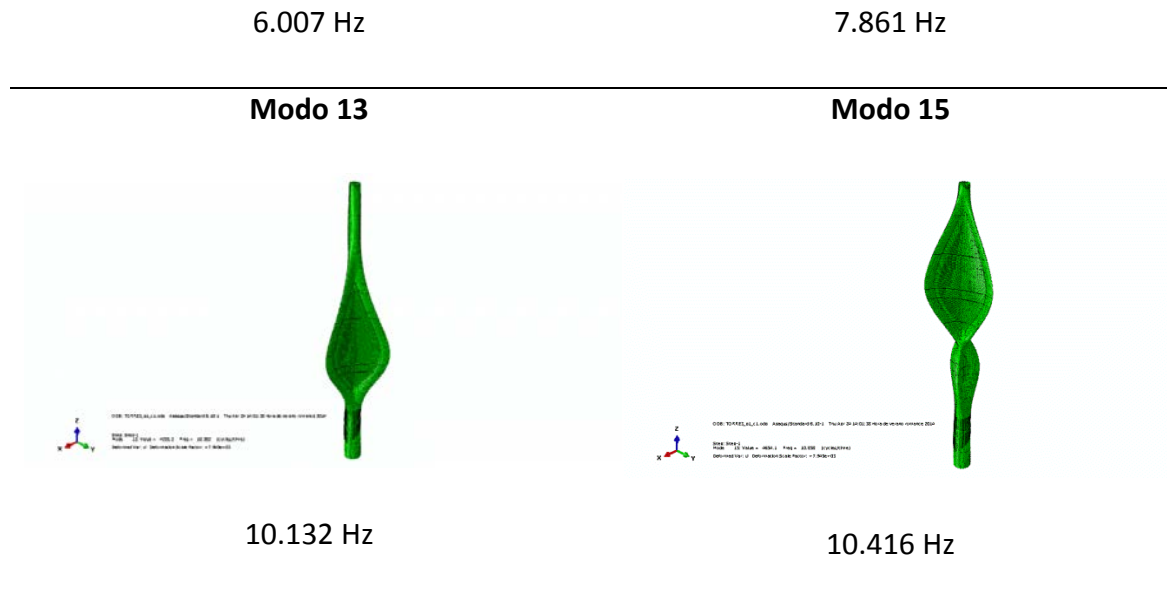


Figura 6.9 Modos de vibración representativos de la torre

Como se observa en la Figura 6.6 se observa que en los modos de vibración altos las vibraciones locales tiene un importante lugar.

## 6.5 TORRE EÓLICA COMPLETA

### 6.5.1 FRECUENCIAS NATURALES DE LA TORRE EÓLICA

En este sub-apartado, se estudia el conjunto de la torre eólica en sí. El estudio consiste en un análisis dinámico para el cálculo de las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración del aerogenerador contemplando todas las partes.

En la Tabla 6.7 se presentan los valores de los primeros modos naturales.

	Frecuencias (Hz)
<b>MODO 1</b>	0.145
<b>MODO 2</b>	0.175
<b>MODO 3</b>	0.176
<b>MODO 4</b>	0.456
<b>MODO 5</b>	0.546
<b>MODO 6</b>	0.595
<b>MODO 7</b>	0.615
<b>MODO 8</b>	0.698
<b>MODO 9</b>	0.782
<b>MODO 10</b>	0.974
<b>MODO 11</b>	1.085
<b>MODO 12</b>	1.443
<b>MODO 13</b>	1.553
<b>MODO 14</b>	1.556
<b>MODO 15</b>	1.845

Tabla 6.7 Frecuencias naturales del aerogenerador en su totalidad

# ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

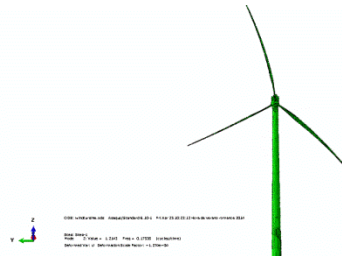
Tal y como se observa en las figuras que se presenta a continuación (Figura 6.7) los primeros modos de vibración son los más representativos de la estructura global.

## Modo 1



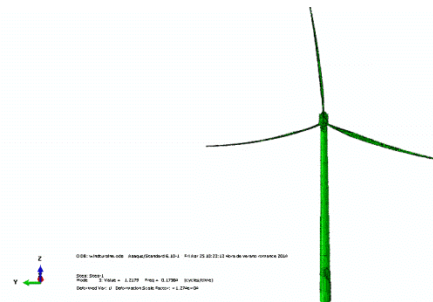
**0.1445 Hz**

## Modo 2



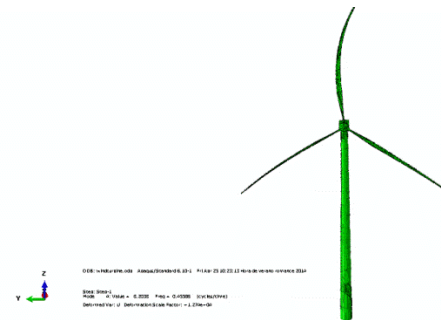
**0.175 Hz**

### Modo 3



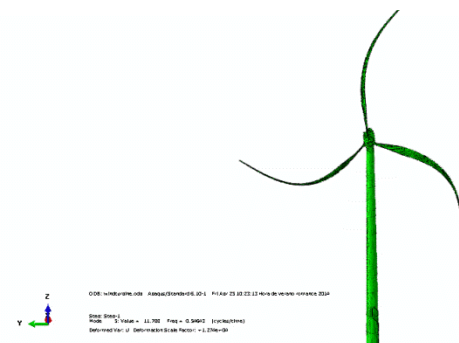
**0.176 Hz**

## Modo 4



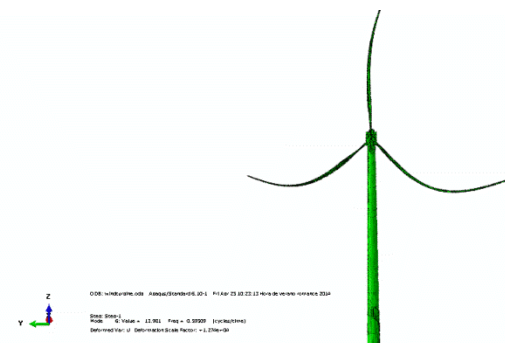
**0.456 Hz**

## Modo 5



**0.546 Hz**

## Modo 6

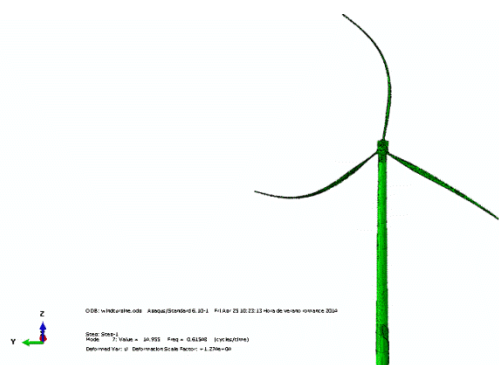


**0.595 Hz**

## Modo 7

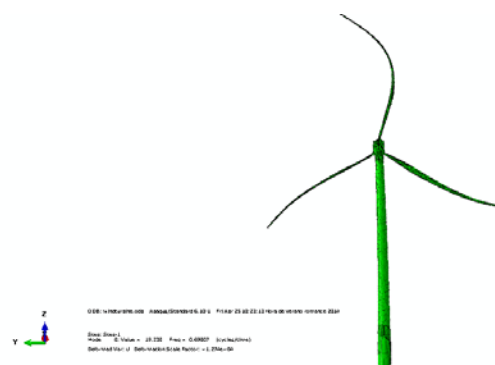
## Modo 8

# ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO



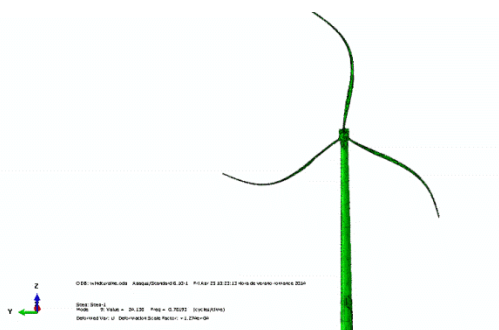
0.615 Hz

Modo 9



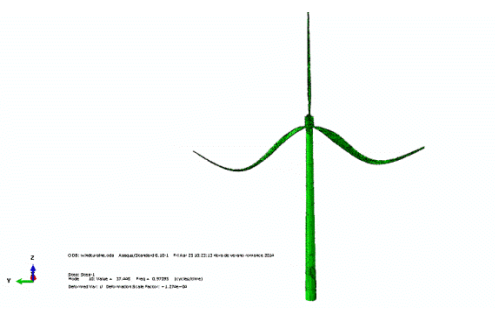
0.698 Hz

Modo 10



0.782 Hz

Modo 11



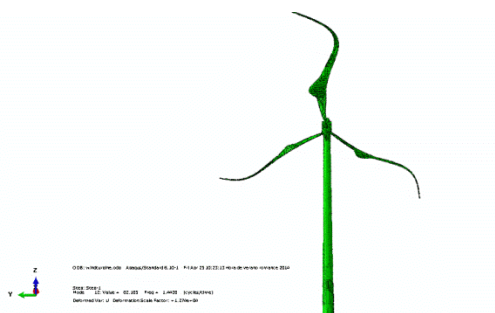
0.974 Hz

Modo 12



1.085 Hz

Modo 13



1.443 Hz

Modo 14



## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

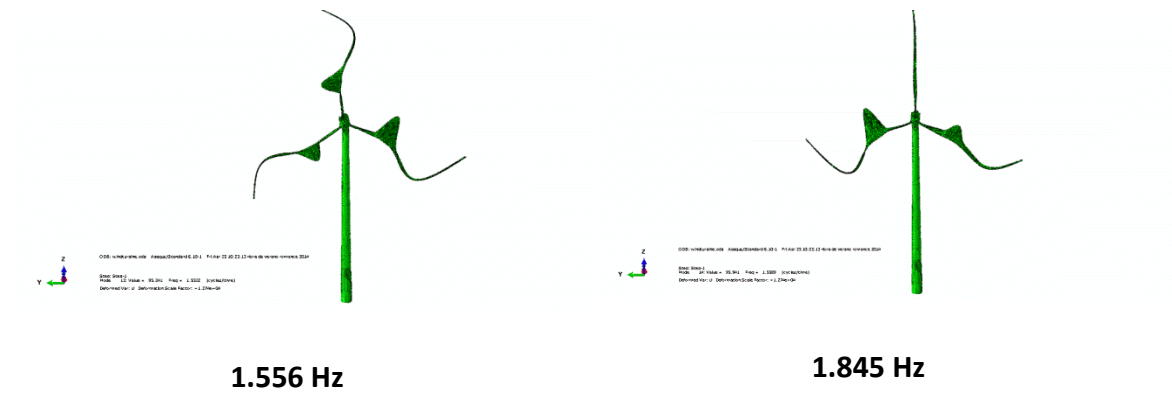


Figura 6.10 Modos de vibración del aerogenerador completo

## 6.6 COMPARACIÓN DE LAS FRECUENCIAS NATURALES OBTENIDAS PARA LOS DISTINTOS ELEMENTOS

Una vez estudiadas las frecuencias naturales y las distintas formas modales de los elementos que constituyen el completo aerogenerador eólico, se comparan los resultados para hacer una discretización detallada de las diferencias porcentuales entre los mismos.

Diferencias porcentuales entre las frecuencias naturales de los elementos (%)

TORRE/ROTOR	ROTOR/AEROGENERADOR	TORRE/ AEROGENERADOR
84,00	21,62	87,46
95,29	5,41	84,86
101,40	64,23	95,52
86,00	31,43	88,40
88,93	17,89	87,81

Tabla 6.8 Diferencias porcentuales de las primeras frecuencias naturales entre el Rotor, la Torre y el Aerogenerador completo

En la Tabla 6.8 se muestra las diferencias porcentuales de los primeros modos de vibración de los respectivos elementos constituyentes: Rotor, Torre y Aerogenerador.

Finalmente comentar que, analizando la Figura 6.10, se observa que en el barrido de frecuencias estudiado no hay acoplamiento de la torre en los modos de vibración del aerogenerador en completo. Así pues las frecuencias naturales del aerogenerador se

rigen básicamente por las frecuencias naturales calculadas del rotor en el apartado 6.3.1.

Como se puede observar las diferencias entre la torre y el rotor son del orden del 60-90%, y las diferencias porcentuales entre la torre y el prototipo completo del aerogenerador diseñado se encuentran alrededor del 90%. En el libro *Guidelines for Design of Wind Turbine*, es necesario verificar que las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración de la torre se mantengan fuera del rango de actuación de las frecuencias del rotor y del prototipo del aerogenerador  $\mp 10\%$ .

Tal y como se ha mencionado en los apartados anteriores, como mínimo, las dos frecuencias naturales más bajas del rotor, deben ser calculadas y comparadas con las frecuencias del prototipo completo del aerogenerador. Debe haber suficiente margen entre estas frecuencias con la finalidad de evitar resonancia, así pues para un buen diseño del aerogenerador se recomienda mantener las frecuencias naturales fuera del rango de actuación de las frecuencias rotacionales en un  $\mp 12\%$ .

Las diferencias porcentuales entre el rotor y la torre se encuentran dentro del intervalo de 80%-100%, y las diferencias porcentuales entre el rotor y el aerogenerador completo se encuentran dentro del intervalo 22%-80%.

## **7 ESTUDIO DINÁMICO MODAL Y STEADY STATE**

### **7.1 INTRODUCCIÓN**

El capítulo siguiente expone dos estudios distintos:

- Análisis dinámico modal
- Análisis dinámico Steady-State

Este estudio dinámico paramétrico es realizado en dos elementos constitutivos del aerogenerador: el aspa y la torre tubular troncocónica, variando en ellos diferentes parámetros, el damping estructural en la pala y una variación de las fuerzas externas en la torre.

En los dos estudios se analiza el desplazamiento máximo conseguido en un nodo representativo del elemento al aplicar una fuerza dinámica en un periodo de tiempo determinado.

### 7.2 ASPA DEL AEROGENERADOR

El objetivo de este apartado es realizar un estudio paramétrico en una realista aspa modelada mediante Abaqus de aerogenerador de eje horizontal.

En el proceso de evaluación de las palas de una torre eólica es recomendado determinar las frecuencias naturales y el damping del aspa.

En los últimos años las palas de los aerogeneradores se han diseñado con valores de longitud y elasticidad mayores. Este hecho ha causado problemas de inestabilidad y ha comportado que gran parte de las investigaciones centren su atención sobre este aspecto para mejorar su diseño. En relación a este hecho actual, se observa una necesidad de verificación y estudio de las propiedades estructurales (material y damping estructural) y es aquí donde el siguiente estudio paramétrico gana importancia.

En esta investigación se presenta dos test modales: Steady State y Modal Dynamics (Directo)

Mediante estos dos análisis se estudia los desplazamientos del tip para observar las diferencias al variar el damping y el material del prototipo.

Valores altos de frecuencias naturales son favorables para reducir las respuestas en Steady-State (situación estable) y situación transitoria cuando la estructura está siendo excitada<sup>5</sup>.

---

<sup>5</sup> Optimal frequency design of wind turbine blades. Karam Y. Maalawi, Hani M. Negm. ELSEVIER. 2002

### 7.2.1 DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS. Damping Estructural y Material

En la Tabla 7.1 se presenta los diferentes valores utilizados en el estudio paramétrico para las dos variables de estudio: Damping Estructural y Material.

Las propiedades de los materiales son definidas en el apartado 4. Geometría y Material (Tabla 5.5 Propiedades mecánicas FRP composites)

Damping Estructural %	Materiales
1.782	EGlass/Epoxy
2.021	FiberCarbon/Epoxy
2.468	AramidKevlar/Epoxy
3.227	
3.603	
5.571	
5.807	

Tabla 7.1 Valores empleados de los parámetros: Damping Estructural, Materiales

### 7.2.2 CARGA PRODUCIDA POR EL VIENTO

El aspa es excitada mediante una presión provocada por el viento en una de las caras de manera uniforme, esta carga es aplicada en los dos análisis: Steady State y Modal Dynamics.

#### Cálculo de la Presión del Viento

La presión inducida por el viento viene dada mediante la fórmula :

$$P = \frac{1}{2} \rho u^{*6}$$

Donde,

$\rho$  es la densidad del aire considerándose 1.25 kg/m<sup>3</sup>

$u^*$  es la velocidad friccional

La velocidad friccional se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$u^* = \frac{Ku}{\ln\left(\frac{z}{z_0}\right)}$$

Donde,

$K = 0.4$  constante de Von Karman's

$z$  es la altura por encima del terreno

$z_0$  parámetro de rugosidad

$u$  es la velocidad del viento

Terrain type	Roughness parameter $z_0$ (m)
Plane ice	0.00001
Open sea without waves	0.0001
Open sea with waves	0.0001-0.003
Coastal areas with onshore wind	0.001
Open country without significant build-ings and vegetation	0.01
Cultivated land with scattered buildings	0.05
Forests and suburbs	0.3
City centres	1-10

Figura 7.1 Parámetro de rugosidad en función del tipo de terreno (DNV)

<sup>6</sup> Guidelines for Design of Wind Turbine. DNV/RisØ

Se asigna a

- $z_0$  el valor de 0.01 considerando así la situación del aerogenerador en un terreno sin significantes edificios ni vegetación.
- $z = 80 \text{ m}$  altura del buje respecto el terreno
- $u$  un valor de 18 m/s

Entonces, el valor de la velocidad friccional es la siguiente :

$$u^* = \frac{Ku}{\ln\left(\frac{z}{z_0}\right)} = 0.801 \text{ m/s}$$

El valor de la presión del viento según los parámetros asumidos es:

$$P = \frac{1}{2}\rho u^{*2} = 0.393 \text{ Pa} = 3.931 \times 10^{-7} \text{ MPa}$$

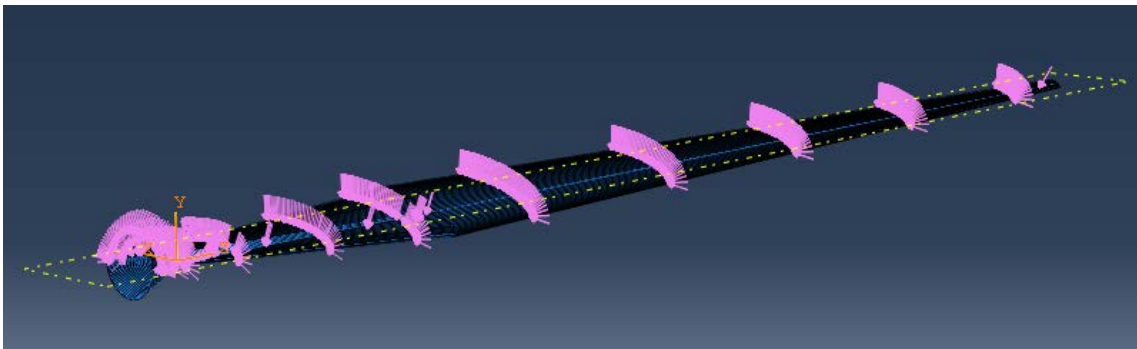


Figura 7.2 Presión de viento aplicada en el aspa

Las condiciones de contorno asumidas en este apartado han sido el empotramiento de la parte cónica del aspa (Sección 1), prohibiendo así su movimiento en las 3 direcciones.

### 7.2.3 ANÁLISIS DINÁMICO MODAL

Un análisis dinámico explícito es computacionalmente eficiente para modelos grandes, y permite definir condiciones de contorno así como el comportamiento inelástico del material, además del amortiguamiento de la estructura.



## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

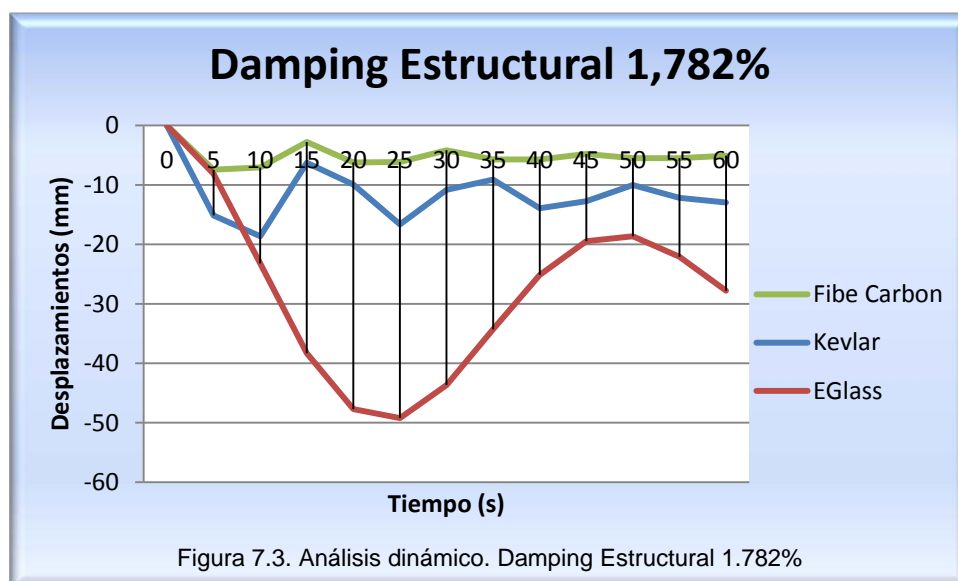
Los tipos de cargas permitidos así como la especificación de las condiciones de contorno depende del elemento finito utilizado, sin embargo, fuerzas concentradas en los nodos y momentos pueden ser aplicados en los 6 grados de libertad además es posible aplicar presiones o fuerzas distribuidas sobre superficies.

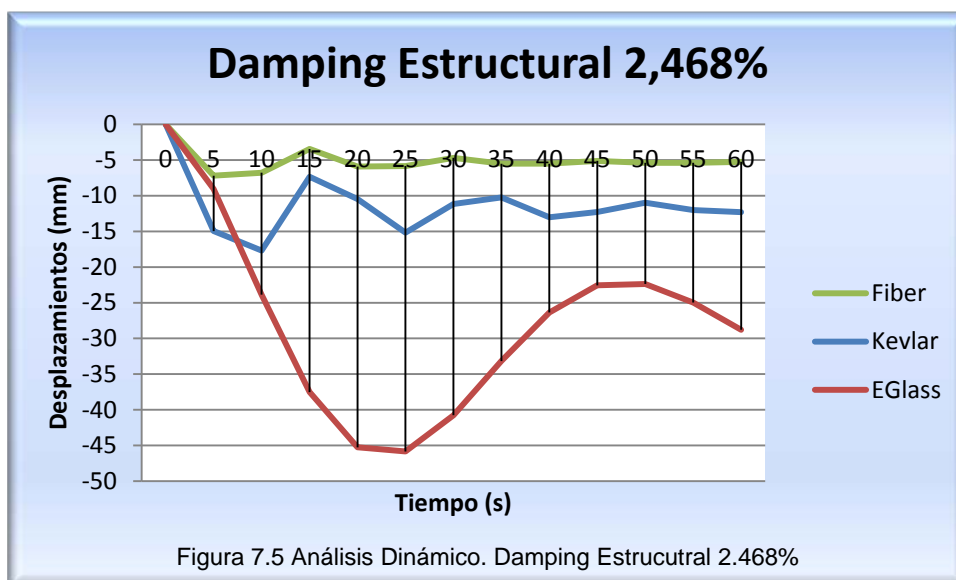
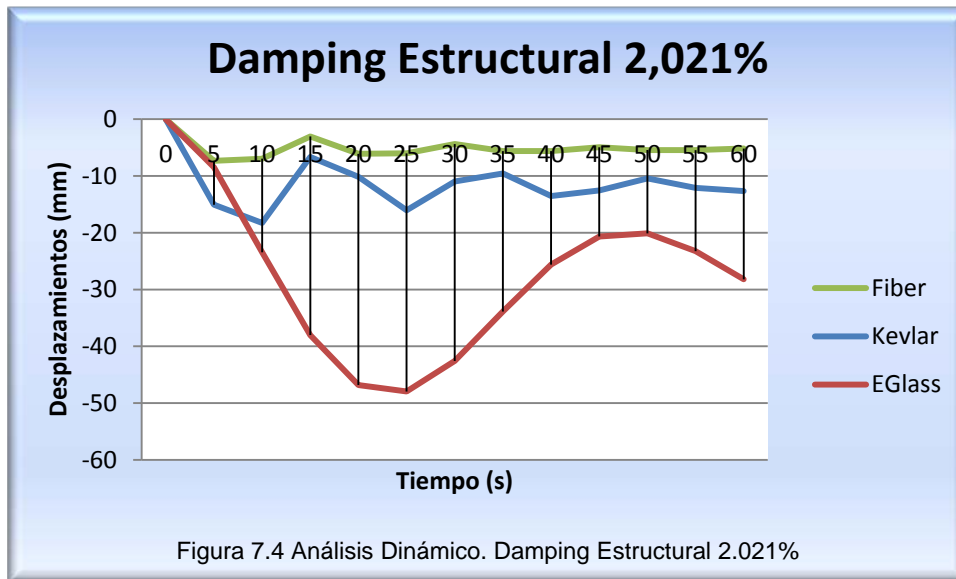
En este particular análisis se estudia la respuesta del *tip* o punta de la pala (nodo 443) al aplicar una carga (presión de viento) de valor  $3.931 \times 10^{-7} \text{ MPa}$  en la superficie superior del aspa durante un periodo de tiempo de 60 segundos con un incremento 5, pudiendo ver así su respuesta de desplazamiento en dirección  $u_y$  en cada uno de estos 5 segundos definidos.

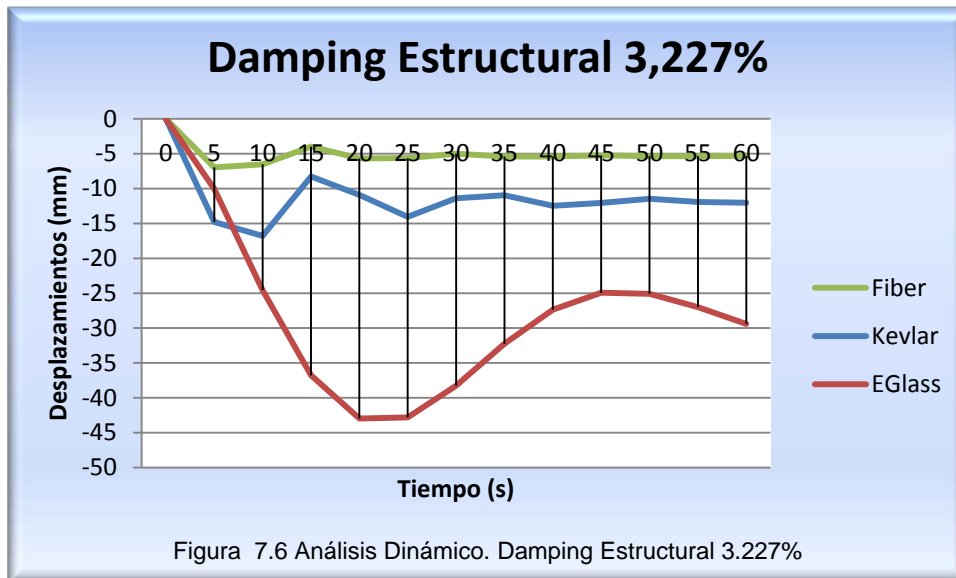
El damping estructural se aplica como valor predeterminado y de forma directa en los diez modos naturales que se estudian.

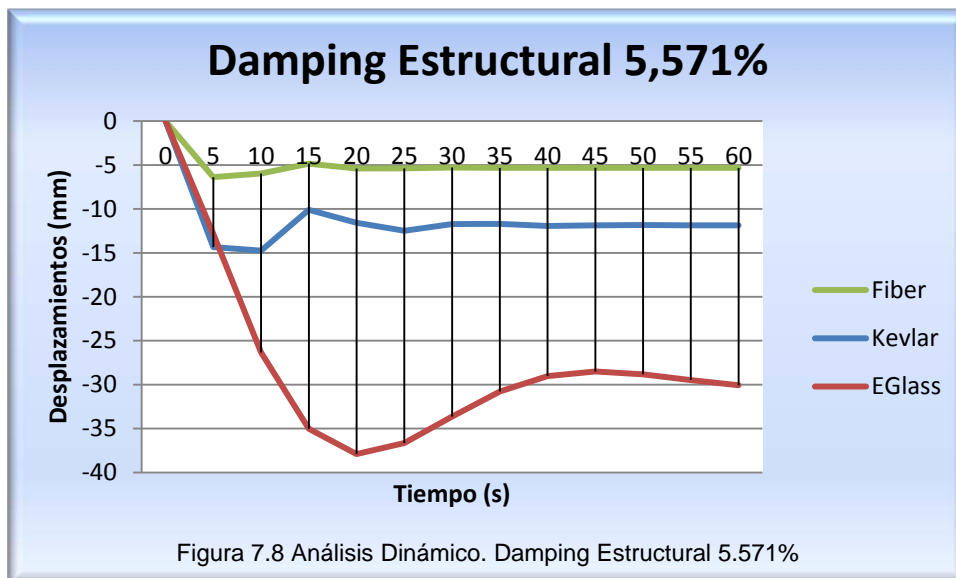
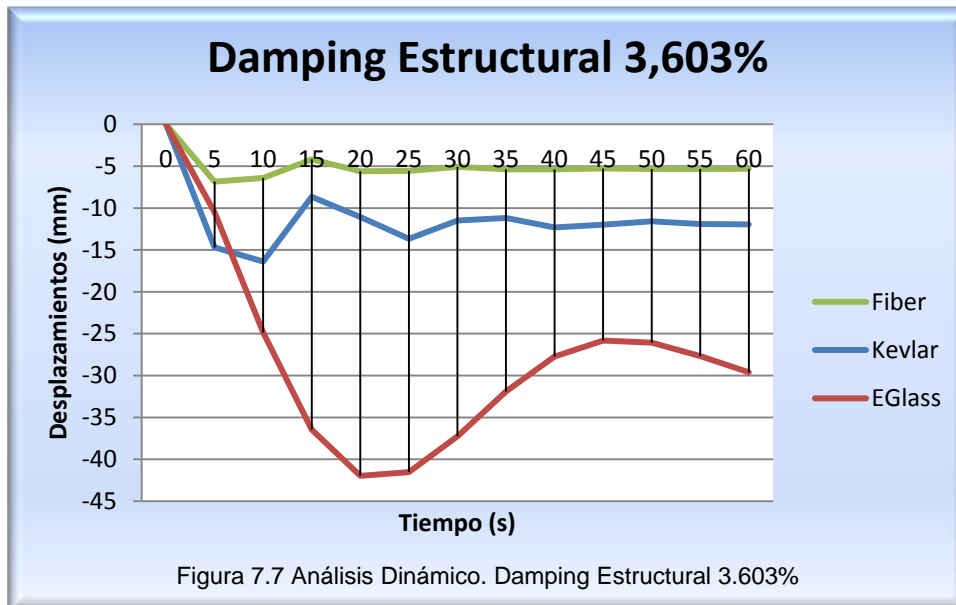
El que se pretende analizar mediante éste análisis dinámico es estudiar las diferencias en cuanto a desplazamiento del *tip* en función del material utilizado en el diseño prototipo de una pala del aerogenerador.

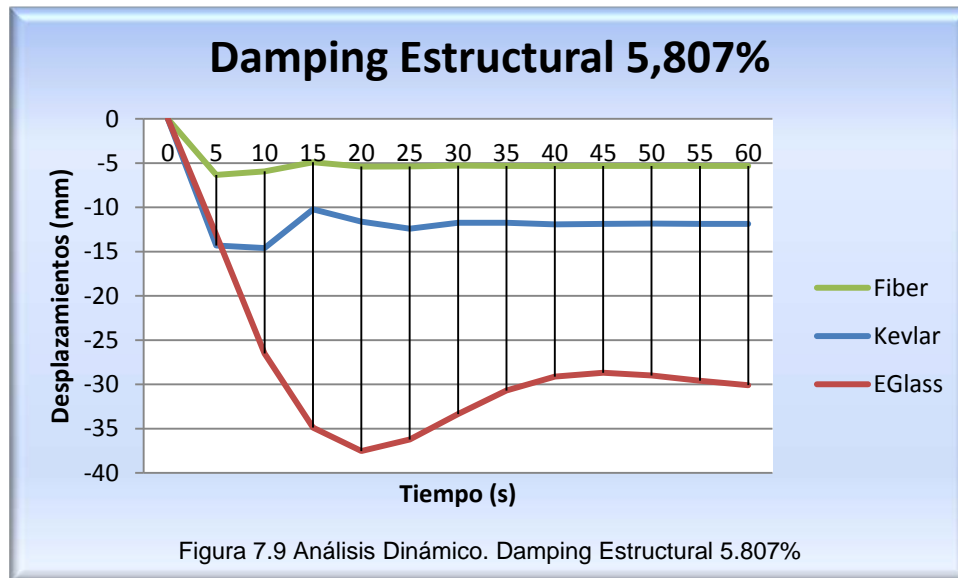
Los resultados obtenidos se exponen en gráficas de fácil comparación visual.











Se observa en las figuras expuestas que la utilización del material EGlass (material con matriz de plástico y reforzado con fibras de vidrio) se obtiene mayor valores de desplazamiento en la dirección de aplicación de la presión de viento.

El segundo material con mayor desplazamiento es el Epoxy/Aramid Kevlar, material que tiene menor densidad ( $1.6 \text{ Kg/m}^3$ ) pero mayor elasticidad (63600 MPa) que el anterior nombrado Epoxy/EGlass ( $1.9 \text{ Kg/m}^3$ -25000MPa).

Finalmente, el material en el que se ha observado un menor desplazamiento del nodo 443 (punta del aspa) es el Epoxy/Fiber Carbon, material el cual su densidad es de  $1.35 \text{ Kg/m}^3$  mayor que el Epoxy/Aramid Kevlar pero con un alto módulo de elasticidad ( $E=142000\text{MPa}$ )

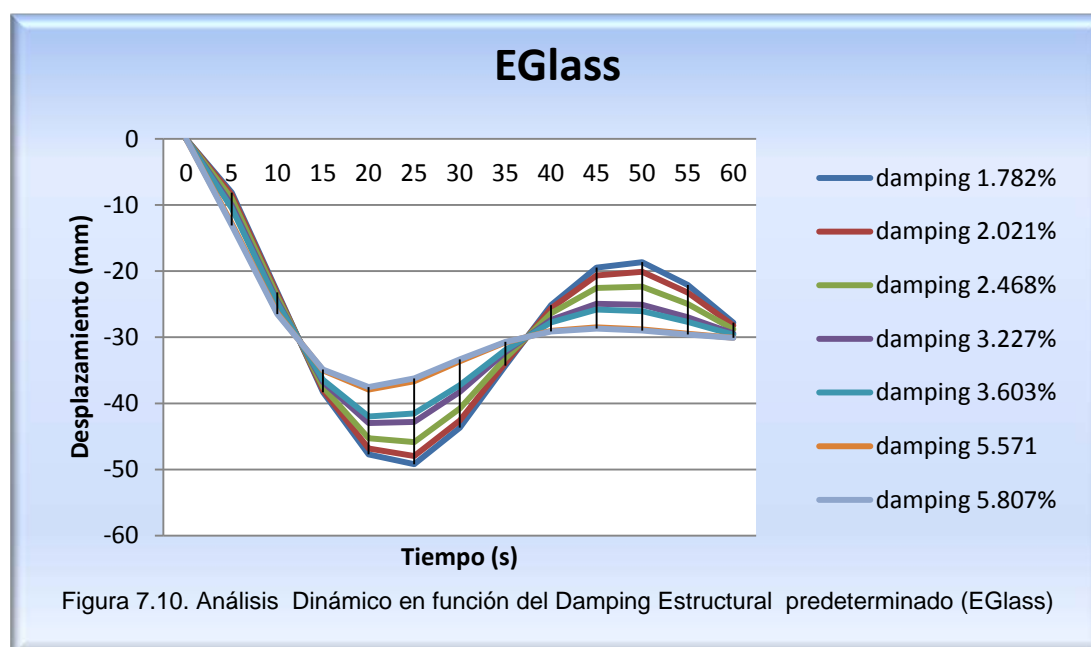
Las diferencias porcentuales entre los desplazamientos del mismo nodo en la utilización de los distintos materiales se mantienen a lo largo de la variación del valor del damping estructural. Sí es verdad, que el valor absoluto del desplazamiento disminuye, pero no las diferencias entre los distintos materiales empleados.

	Damping 1.782%	Damping 2.468%	Damping 3.603%	Damping 5.807%
<b>Diferencias porcentuales %</b>				
<b>EGlass / Fiber Carbon</b>	84,9%	84,3%	83,7%	83,1%
<b>EGlass/ Kevlar</b>	62,2%	61,4%	61,0%	61,1%
<b>Kevlar/Fiber Carbon</b>	60,1%	59,3%	58,2%	56,6%

Tabla 7.2 Diferencias porcentuales de desplazamiento entre los distintos materiales empleados

Las conclusiones que se pueden extraer al analizar los gráficos expuestos son que a mayor densidad del material empleado no siempre implica un mayor desplazamiento en el nodo 443, ya que la elasticidad del material tiene gran importancia en la respuesta dinámica de la estructura.

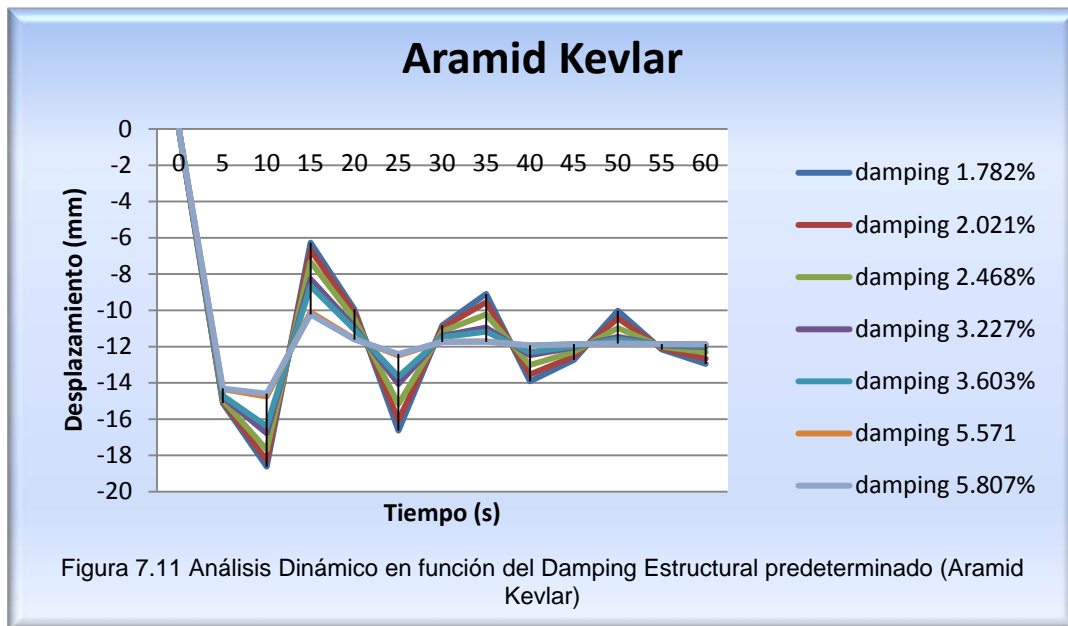
El rango de valores de desplazamiento en la utilización de Epoxy/EGlass variando el damping estructural es de 49.2mm a 37.5mm, es decir una disminución del 23.8%.



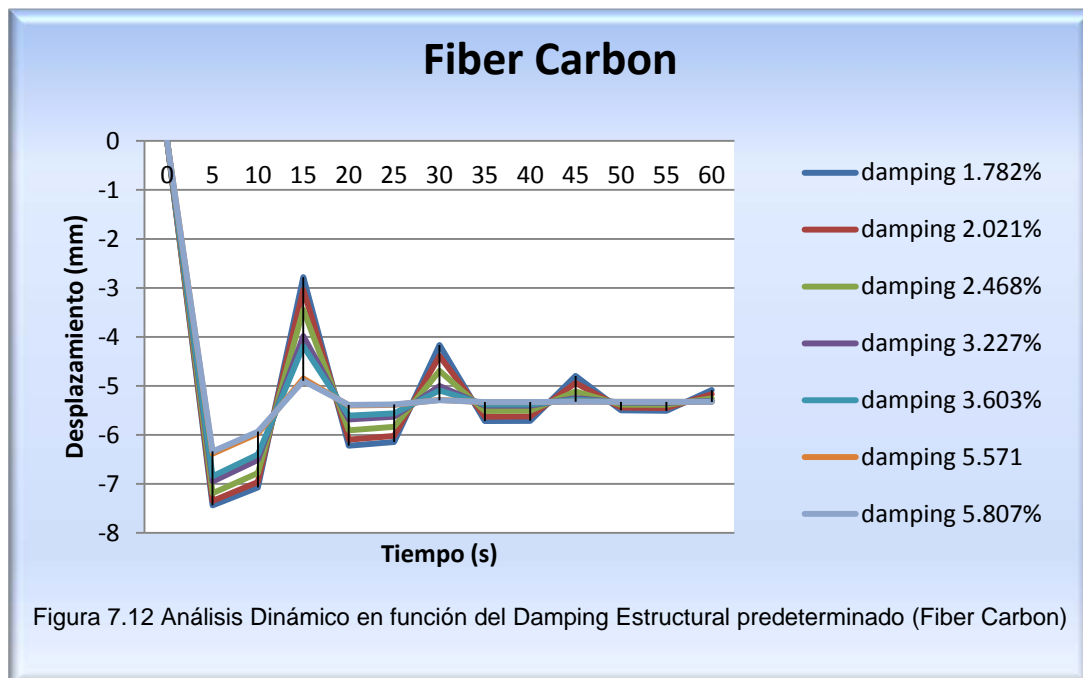
La variación de desplazamiento en dirección  $u_y$  (paralela a la presión aplicada) en la utilización del material Epoxy/Kevlar y variando el damping estructural, tal y como se muestra en la Figura 7.11, es de un máximo de 18.6 mm (damping 1.782%) a un valor

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

de 14.6 mm (damping 5.807%). Así pues se reduce el máximo desplazamiento a un 21.5%.



El rango de valores de máximo desplazamiento en la punta de la pala según el material de fibras de carbono y variando el damping estructural es de 7.45 mm a 6.33 mm. Se observa así una disminución del 15%.



Analizando las Figuras 7.10, 7.11, 7.12 se puede afirmar que se observa una mayor implicación directa en la reducción de los máximos desplazamientos en el tip al variar el valor del damping estructural en el material EGlass, seguido del material Aramid Kevlar y finalmente se observa una menor relación en el material Epoxy/Fiber Carbon con una reducción total del 15%.

Analizando la reducción del desplazamiento en función de la variación del damping estructural en los tres modelos propuestos, se concluye que para un valor común del damping estructural de las aspas del orden del 3% (en nuestro caso valor de 3.227% o 3.603%) se consigue valores de desplazamiento en el tip mediante la utilización del material Epoxy/Fibras de Carbono (desplazamiento del orden de 7mm) pero éste tiene un alto coste económico.

### **7.2.4 ANÁLISIS STEADY-STATE**

Este tipo de análisis es usado para calcular la respuesta de un sistema con excitación armónica. Es un procedimiento de perturbación lineal, en el cual se calcula la respuesta directamente en términos de los grados de libertad físicos del modelo usando la masa, el amortiguamiento y la matriz de rigidez del sistema. Este proceso es más costoso computacionalmente hablando.

El usuario debe especificar los rangos y números de frecuencias requeridos para poder estudiar en el barrido de frecuencias predeterminado la respuesta de la estructura.

Los tipos de cargas permitidos así como las condiciones de contorno dependen del tipo del elemento finito utilizado, sin embargo igual que en análisis dinámico, las fuerzas concentradas en los nodos pueden ser aplicadas en los 6 grados de libertad. Estas cargas varían sinusoidalmente en el tiempo en función del rango de frecuencias dadas.

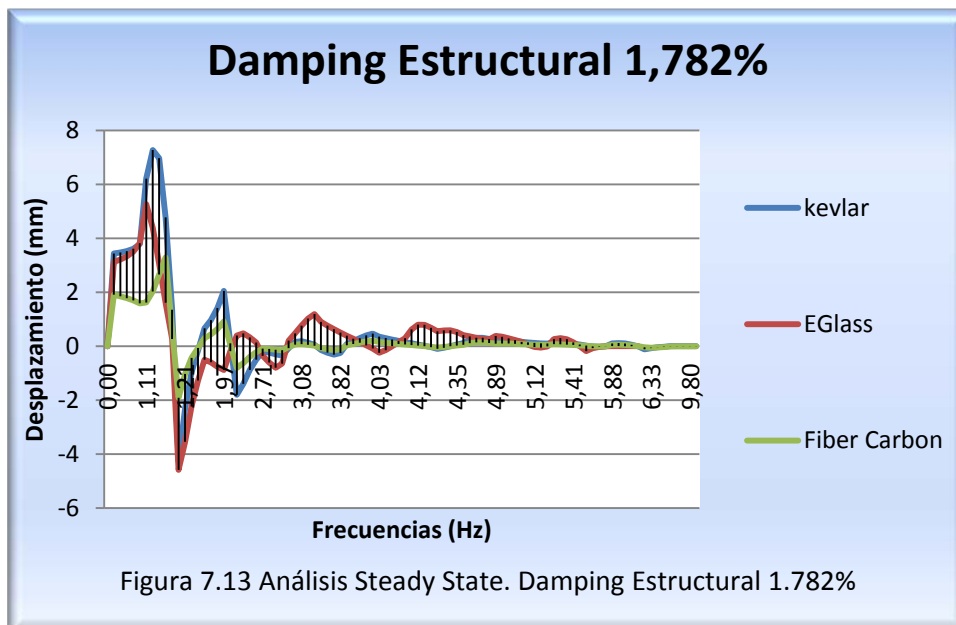


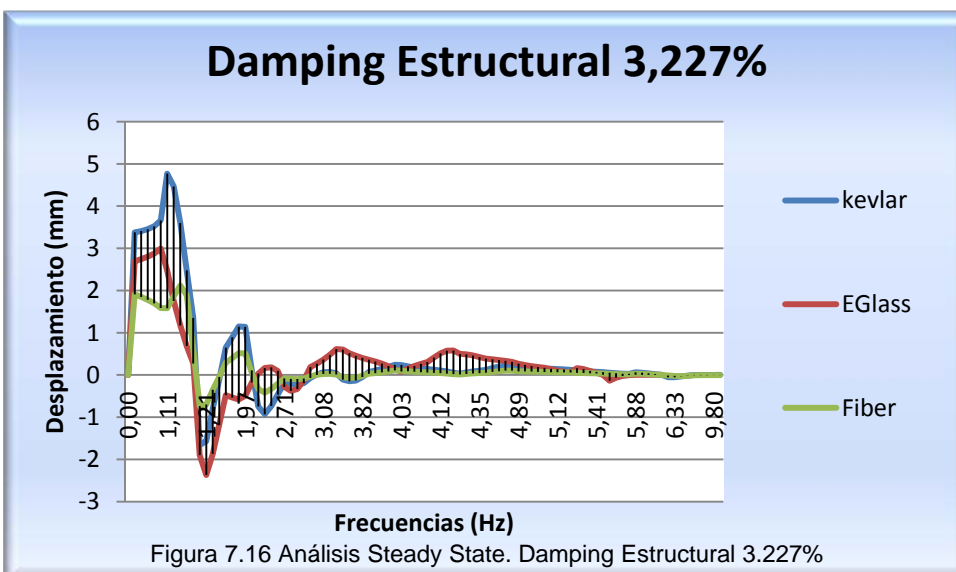
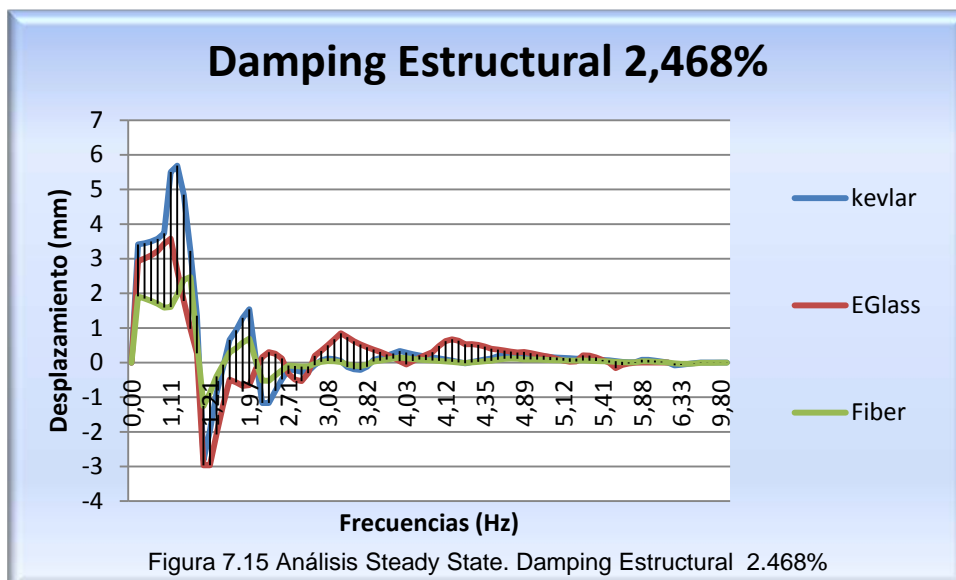
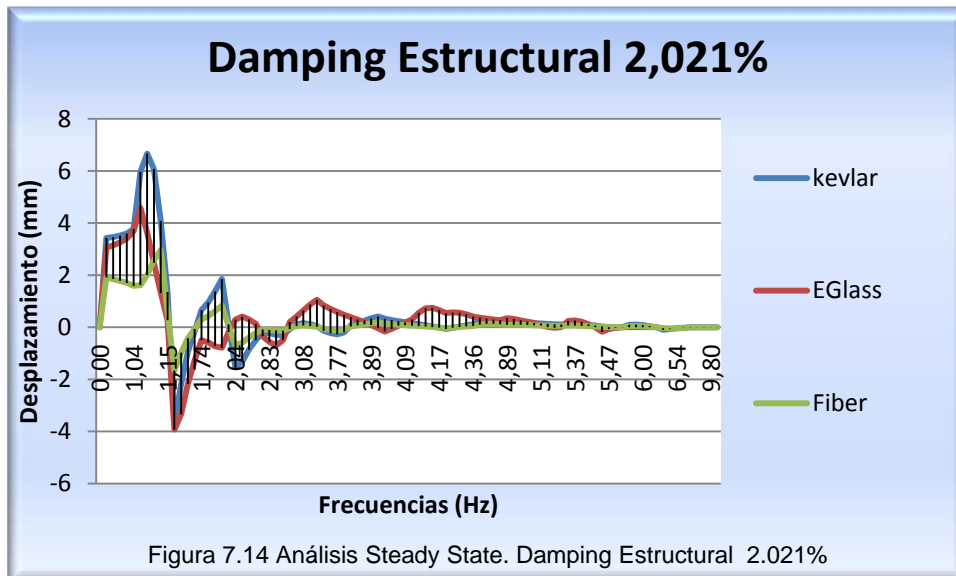
## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

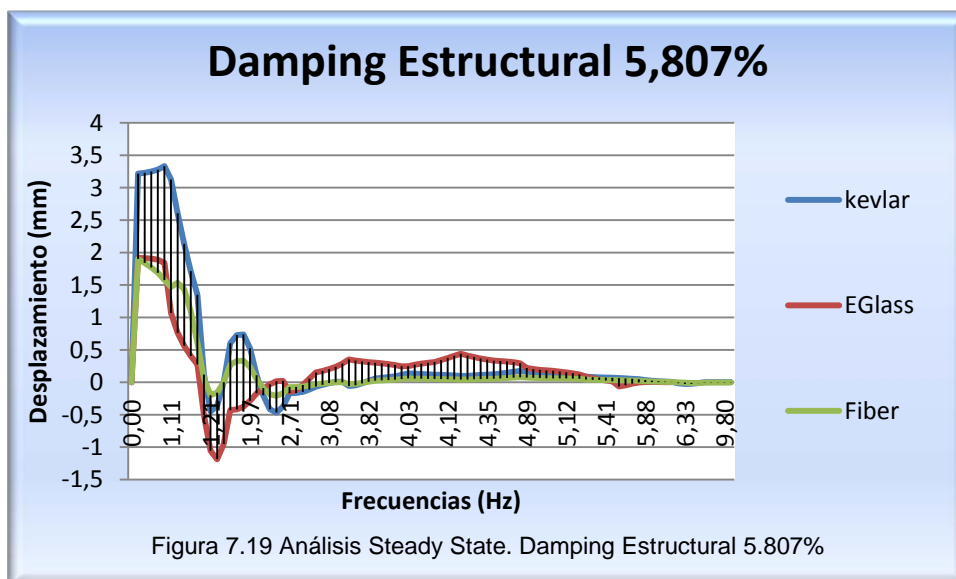
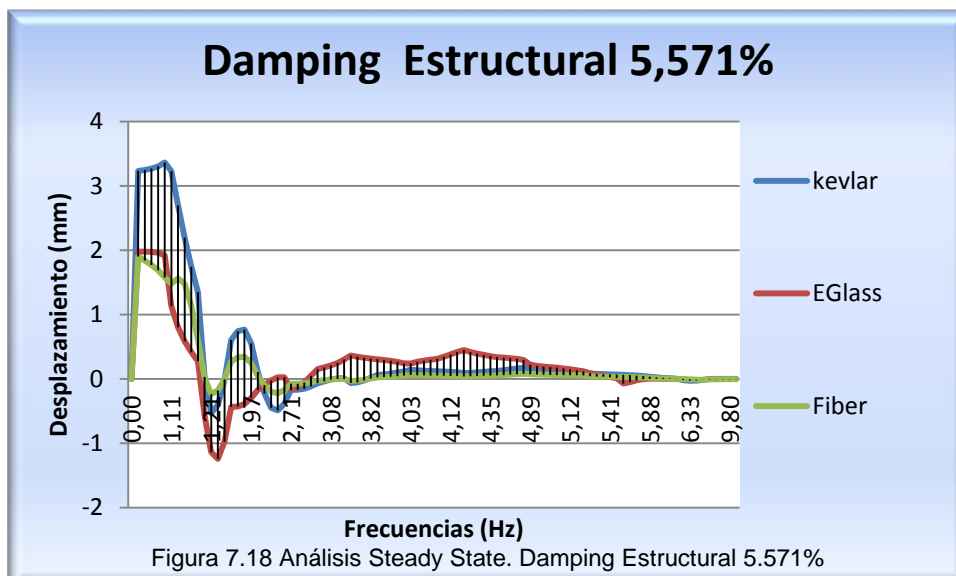
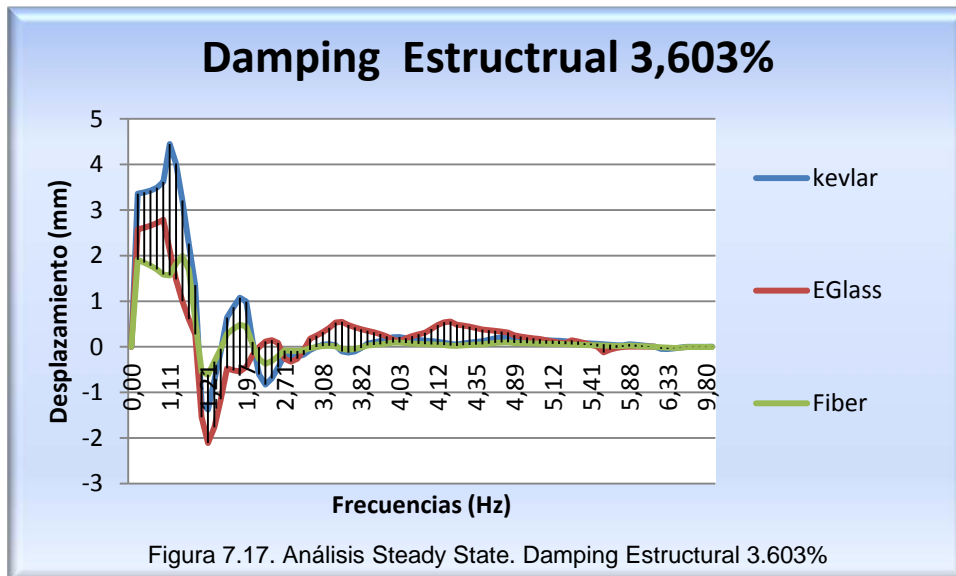
Para este análisis, la fuerza aplicada es la misma presión de viento aplicada en el análisis dinámico de valor  $3.931 \times 10^{-7} \text{ MPa}$  y se considera para ello un barrido de frecuencias de 0 a 10 Hz.

Lo que se pretende analizar mediante este estudio es ver en qué frecuencia puede entrar en resonancia la estructura y entonces encontrarse en una situación de riesgo comparando los resultados para los diferentes materiales de diseño y diferentes valores del damping estructural.

A continuación se muestran los resultados obtenidos en la ejecución del análisis Steady-State mediante el programa Abaqus.





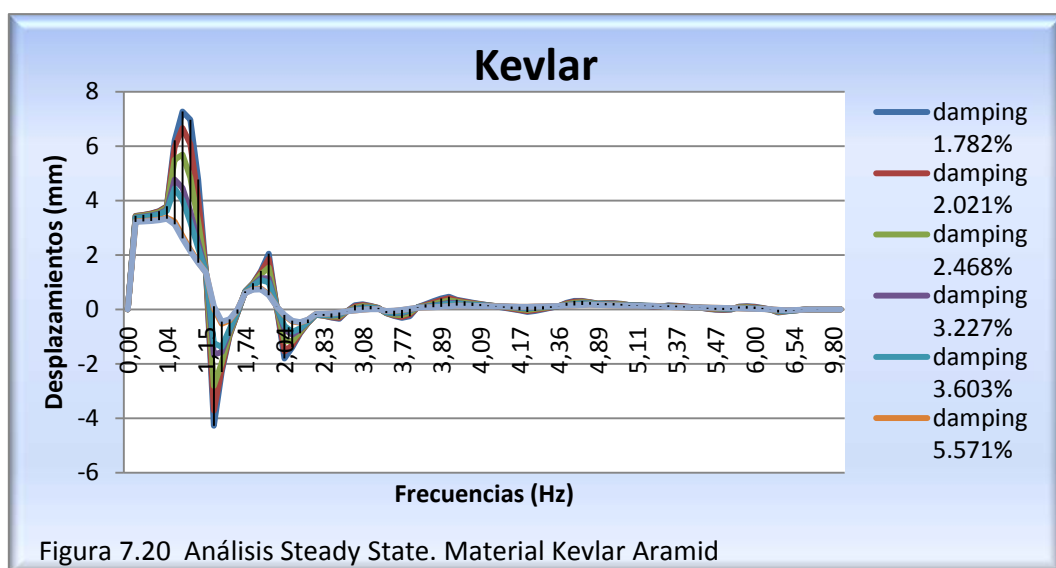


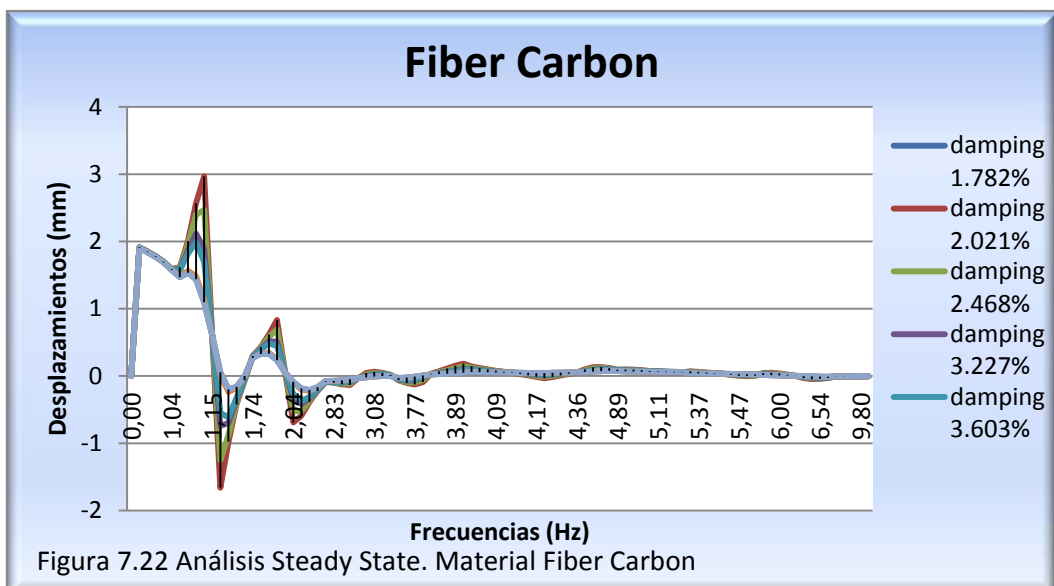
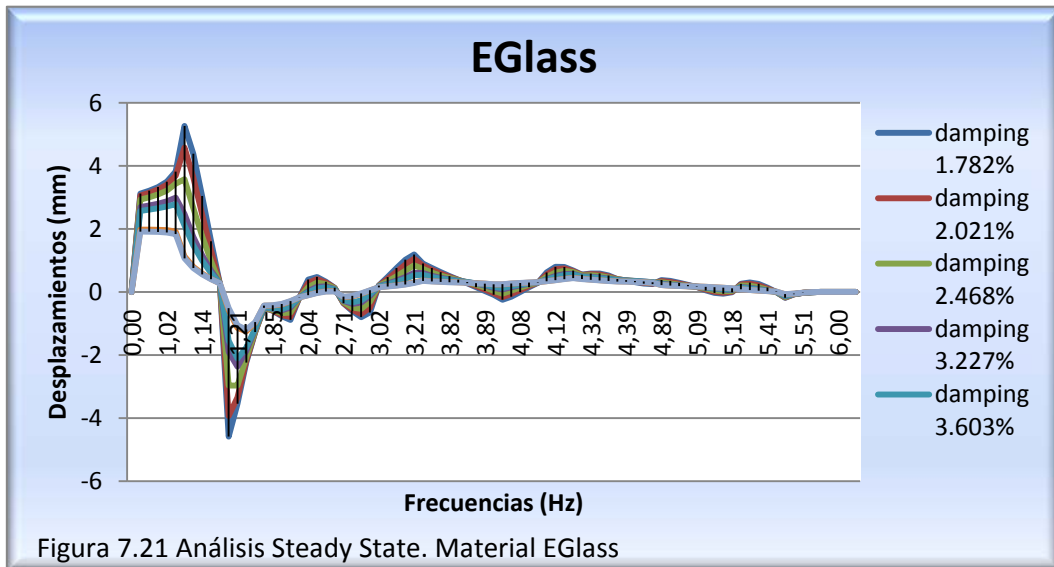
En las Figuras dibujadas se observa que los rangos de frecuencias bajos (magnitud del orden de 1 Hz, primeros modos de vibración) son los más peligrosos en cuanto a posibilidad de que la estructura entre en resonancia al considerar la presión de viento (velocidad de viento 18m/s).

Los desplazamientos máximos en el *tip* dados en este rango de frecuencias son del orden de 4-7mm para un damping estructural de 1.782% y del orden de 2-3.5mm para un damping de 5.807%.

En cuanto al material se observa los siguientes resultados:

- Independientemente del valor de damping estructural introducido y analizando los resultados para una frecuencia alrededor de 1Hz la estructura sufre mayor desplazamiento en el *tip* al diseñar el aspa con el material Aramid Kevlar.
- A medida que se aumenta el valor del damping estructural en el diseño se observa menor diferencia entre los resultados de desplazamientos obtenidos en los materiales Epoxy/Fiber Carbon y Epoxy/EGlass. La diferencia con referencia al material Kevlar sigue siendo notable.





Tal y como se observa en la Figura 7.20 la utilización del material Kevlar provoca valores de desplazamientos del orden de 7.8 mm para un damping estructural de 1.782% y para un damping de 5.807% desplazamientos de 3.4mm. (Valores obtenidos para una frecuencia alrededor de 1 Hz, dos primeros modos de vibración)

Así pues la variación del damping estructural provoca una disminución en la respuesta del 56%

Analizando la Figura 7.21 la cual hace referencia al material empleado: Epoxy/EGlass, se observa menores desplazamientos en el nodo 443 (punta del aspa). El rango de

desplazamientos en función del damping estructural es de 5.2 a 2 mm, una reducción del 61.5%.

En la Figura 7.22 se observa una disminución de la respuesta (U2 desplazamiento) del *tip* del 33.3% al aumentar el damping estructural (1.782%-5.807%), en una aspa diseñada con el material epoxy/fibras de carbono.

### 7.3 TORRE DEL AEROGENERADOR

#### 7.3.1 DEFINICIÓN DE LAS FUERZAS EXTERNAS

La torre en sí se puede entender como una viga empotrada desde un punto de vista de simplificación con el objetivo de analizar en ella los movimientos producidos al variar las cargas aplicadas.

Las fuerzas externas están aplicadas en la parte superior de la torre, ubicadas a la altura  $H$  de la torre. Las fuerzas que se pueden considerar en la torre tubular del aerogenerador son las siguientes:

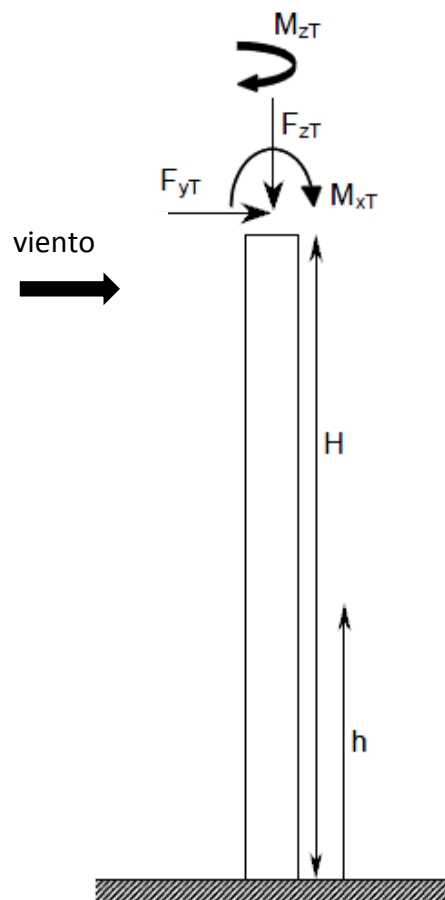


Figura 8.23 Fuerzas aplicadas en el modelo simplificado de la torre tubular

Dónde,

$F_{yt}$  empuje de la carga de viento sobre la torre debido al área del rotor

$F_z$  es la fuerza gravitatoria

$M_z$  momento torsional

$M_x$  momento flector por acción del viento

En este estudio paramétrico se contabiliza dos fuerzas:

- La fuerza gravitatoria debida al peso del rotor, del generador i del nacelle (góndola y buje)
- La fuerza horizontal producida por la acción del viento. Ésta se concibe como una variación porcentual de la carga vertical aplicada, ya que ésta va directamente relacionada con el área del rotor.

En la siguiente Tabla, (Tabla 7.3) se contabiliza la fuerza vertical gravitatoria aplicada en la parte superior de la torre.

	Fuerza Gravitatoria (KN)
<b>Peso del Generador</b>	430,22 KN
<b>Peso del Nacelle</b>	209,88 KN
<b>Peso del Rotor</b>	305 Kn
<b>Fuerza vertical Gravitatoria (Fz) 975,1 KN = 97.51 Toneladas</b>	

Tabla 7.3 Fuerza gravitatoria (Fz) contemplada en el estudio paramétrico



Los pesos para los distintos elementos, son unos valores aproximados basados en los catálogos actuales de empresas del sector eólico como Vestas y Gamesa.

Los valores supuestos para la fuerza horizontal aplicada en la parte superior de la torre tubular de diseño son los que se presentan en la Tabla 7.4 que se muestra a continuación:

	<b>Fh (Toneladas)</b>
<b>5% Fv</b>	4,7255
<b>10% Fv</b>	9,451
<b>20% Fv</b>	18,902
<b>50% Fv</b>	47,255
<b>80% Fv</b>	75,608
<b>100% Fv</b>	94,51
<b>150% Fv</b>	141,765
<b>200% Fv</b>	189,02
<b>300% Fv</b>	283,53
<b>500% Fv</b>	472,55

Tabla 7.3 Variación de la fuerza horizontal aplicada (Toneladas)

## 7.3.2 DEFINICIÓN DEL DAMPING ESTRUCTURAL

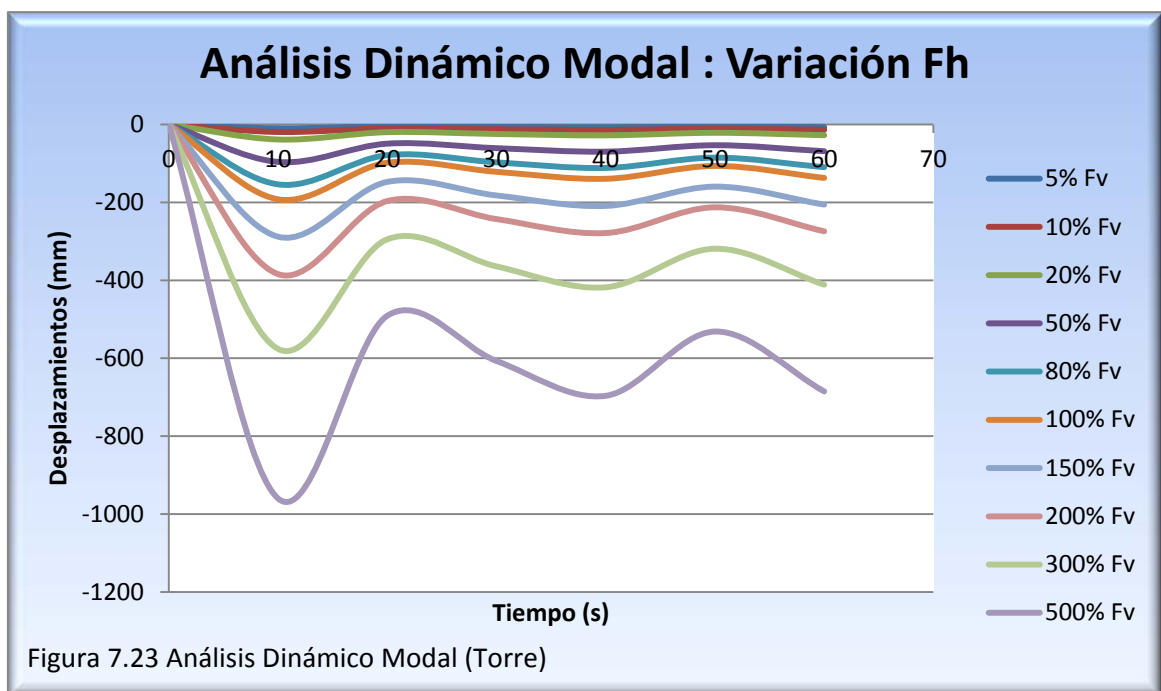
Para escoger el valor del damping estructural para la torre tubular, se ha escogido un valor de 0.005 para los 10 primeros modos de vibración y 0.7 para los últimos modos de vibración. Estos valores se han adoptado ya que se consideran los valores más frecuentes de diseño en las torres tubulares para los aerogeneradores<sup>7</sup> para los análisis dinámicos.

<sup>7</sup> Wind Turbine Control Algorithms(E.L van der Hooft; P. Schaak; T.G van Engelen) December 2003 pag59

### 7.3.3 ANÁLISIS DINÁMICO MODAL

El objetivo del análisis dinámico modal es analizar el desplazamiento en el punto central de la tapa superior de la torre aplicando un impulso durante 60 segundos producido por dos fuerzas concentradas (una fuerza horizontal y una fuerza vertical) con un incremento de 1 segundo.

En la Figura 7.23, se muestra en un gráfico los máximos desplazamiento en el punto central de la tapa superior de la torre al aplicar una misma fuerza vertical e ir variando porcentualmente la fuerza horizontal aplicada.



En la Tabla 7.4 se muestra en que segundo se da el mayor desplazamiento conseguido en función de la variación de las fuerzas establecidas en este estudio paramétrico.

<b>Fh</b>	<b>Tiempos (s)</b>	<b>Desplazamiento (mm)</b>
<b>5% Fv</b>	10	9.60
<b>10% Fv</b>	10	19.20
<b>20% Fv</b>	10	38.40
<b>50% Fv</b>	10	96.01
<b>80% Fv</b>	10	153.62
<b>100% Fv</b>	10	192.20
<b>150% Fv</b>	10	288.94
<b>200% Fv</b>	10	384.04
<b>300% Fv</b>	10	576.06
<b>500% Fv</b>	10	960.10

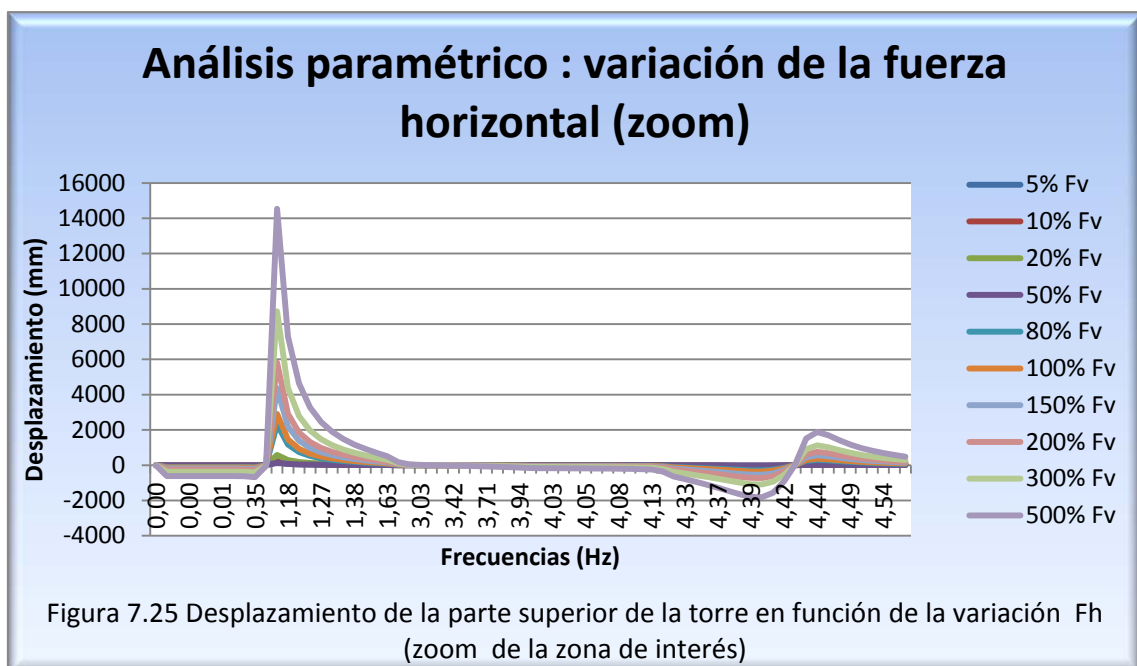
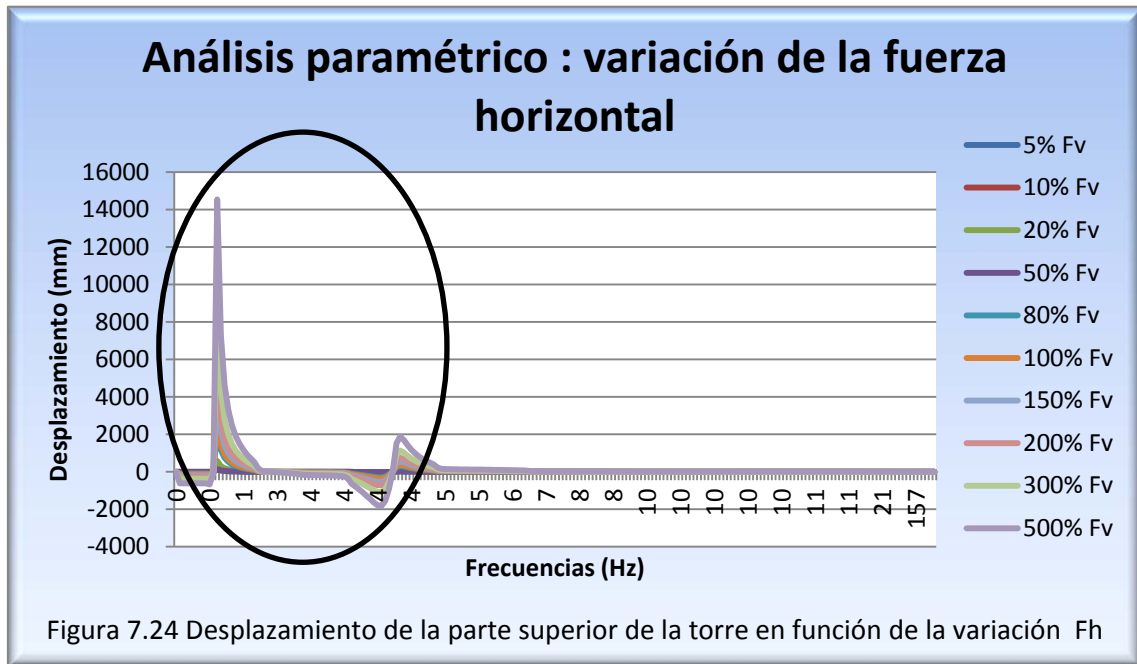
Tabla 7.4 Máximos desplazamientos (mm) en función de la variación de la Fh

(Análisis Dinámico Modal)

#### 7.3.4 ANÁLISIS DINÁMICO STEADY STATE

En este análisis se aplica las fuerzas especificadas en el apartado 4.3.2.1, y se hace un barrido de frecuencias 0-200 Hz, para analizar cuáles serán las frecuencias en las que la estructura puede entrar en resonancia y alcanzar valores de desplazamiento más altos en el punto centrado en la tapa superior de la torre.

En las Figuras 7.24, 7.25 se observa el desplazamiento máximo del punto más alto de la torre cuando entra en resonancia al aplicar las fuerzas especificadas en el apartado 4.3.2.1



Seguidamente, en la Tabla 7.5, se especifica para qué frecuencias la estructura entra en resonancia y qué desplazamiento se obtienen para el punto más alto de la torre.

<b>Fh</b>	<b>Frecuencias (Hz)</b>	<b>Desplazamiento (mm)</b>
<b>5% Fv</b>	1.602	145.13
<b>10% Fv</b>	1.602	290.83
<b>20% Fv</b>	1.602	581.65
<b>50% Fv</b>	1.602	1450
<b>80% Fv</b>	1.602	2330
<b>100% Fv</b>	1.602	2910
<b>150% Fv</b>	1.602	4360
<b>200% Fv</b>	1.602	5820
<b>300% Fv</b>	1.602	8720
<b>500% Fv</b>	1.602	14500

Tabla 7.5 Máximos desplazamientos (mm) en función de la variación de la Fh

(Análisis dinámico Steady State)

Cuando la fuerza horizontal aplicada no supera el 50% de la fuerza vertical aplicada, se consiguen valores de desplazamiento de cm, pero cuando este valor es superado los desplazamientos máximos obtenidos son del orden de metros, hecho que provocaría el fallo catastrófico general de la estructura.

## **8 CONCLUSIONES**

### **8.1 INTRODUCCIÓN**

En el presente capítulo se hace una síntesis de todo lo analizado y estudiado en éste proyecto de investigación.

## 8.2 CONCLUSIONES DEL TRABAJO

- En el marco actual de la economía global, las energías renovables (especialmente la energía eólica) han ganado un importante lugar. La previsión de la escasez de combustible en un futuro no muy lejano combinado con el impacto negativo medioambiental que estamos sufriendo por la utilización de los métodos convencionales de creación de electricidad, ha dado lugar a la investigación exhaustiva por la innovación y mejoría en este campo. Este trabajo contribuye y promueve el interés en el estudio dinámico de los aerogeneradores eólicos de fuste metálico.

- El objetivo principal de esta investigación, es un análisis de frecuencias naturales de todos los elementos que constituyen el aerogenerador así como un análisis dinámico modal y en steady state de los elementos más representativos y peculiares de la torre eólica (aspa y torre tubular troncocónica).

El motivo por el cuál este estudio es llevado a cabo es por la falta de bibliografía en éste ámbito ya que es un tema relativamente innovador, y con relación a la implementación de los sistemas de monitorización que cada vez más son más imprescindibles en el mundo de las turbinas eólicas, un estudio dinámico de vibraciones ayuda a la investigación en este campo, para así intentar conseguir una mejoría en cuanto al diseño del aerogenerador y poder disminuir el coste de éste y entonces hacerlo más competitivo desde un punto de vista económico-social.

- El software Abaqus es uno de los programas más potentes y actuales en el cálculo estructural. A partir de una intensa investigación para un correcto dimensionamiento del aerogenerador y mediante los comandos utilizados en Abaqus/Cae se ha realizado el diseño general del aerogenerador a partir de los elementos constitutivos: aspa, buje, rotor, eje principal de rotación, torre.

El modelo tridimensional realista se dimensiona con la finalidad de poder ensayar en él y así conseguir resultados los más realistas y fiables posibles.

- En el estudio de las frecuencias naturales se puede extraer diversas conclusiones:

- En primer lugar, se realizar un estudio de las frecuencias naturales del diseño Prototipo de un aspa de 45 metros de longitud. En este análisis se utilizan 3 materiales distintos: GPR EGlass/Epoxy, GPR Fiber Carbon/Epoxy, GPR Aramdi Kevlar/Epoxy.

Así pues, se concluye que en la utilización del material Epoxy con Fibras de Carbono se consigue los valores de frecuencias naturales más altos y mediante la utilización del material EGlass/Epoxy se obtienen los valores más bajos de frecuencias naturales en los 10 modos de vibración analizados.

Comparando el modelo Prototipo diseñado con dos modelos de diseño simplificados (Diseño simplificado 1: viga con sección cajón e inercia constante; Diseño simplificado 2: diseño tridimensional con inercia variable) y variando el material empleado, se concluye que el Diseño Prototipo y el Diseño simplificado 2 se caracterizan por la capacidad de predicción de modos locales de vibración, el Diseño 1 solo muestra modos de vibración globales.

Sin embargo, en los primeros modos de vibración se observa que el modelo Prototipo es caracterizado por tener modos globales de vibración y poca influencia de los modos locales de vibración, hecho que contribuye a una mayor semejanza con el Diseño 1. Estos resultados se muestran independientemente del material utilizado.

Así pues, se requiere un modelo realista tridimensional como el modelo Prototipo diseñado para extraer unos completos resultados.



- En segundo lugar se estudia las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración de los elementos constitutivos del aerogenerador (rotor: 3 aspas y buje; torre tubular) así como las frecuencias del aerogenerador en su totalidad.

Las diferencias porcentuales entre estos elementos deben existir y según Wind Energy Department (Risø National Laboratory) y DNV deben ser superiores al 10%-12%.

En los resultados se observa que las diferencias porcentuales en cuanto a frecuencias naturales entre los distintos elementos del aerogenerador se encuentran en un rango de valores altos, mayores al 50%, con una excepción, en la utilización del material EGlass en las aspas del rotor y comparando las frecuencias de éste con las del aerogenerador en completo se observa que en los dos primeros modos de vibración tan solo se diferencian en un 20% y 5%.

- En contraposición a lo expuesto en el artículo publicado por Negm y Maalawi en el 1999, en esta investigación no se observa un aumento de las frecuencias naturales cuando se considera la interacción de las distintas partes.

En el dominio estudiado, no hay acoplamiento entre la torre tubular y el rotor cuando se analiza la estructura en su conjunto, así pues los modos de vibración de la estructura global son modelados básicamente por los modos de vibración particulares del rotor.

- Haciendo referencia al estudio dinámico modal y en steady state llevado a cabo en un aspa y en la torre se puede extraer lo siguiente:

- Al aplicar una presión de viento de valor  $3.931 \times 10^{-7} \text{ MPa}$  como impulso durante 60s con incrementos de 5s y variando el amortiguamiento estructural en un intervalo de 1.782% al 5.807% así como también el material

utilizado en el aspa se obtiene que mediante la utilización del material Epoxy/Fiber Carbon se obtiene menores valores de desplazamientos del *tip* (punta del aspa). Así pues se puede decir que a mayor densidad del material empleado no siempre implica de forma directa un mayor desplazamiento ya que la elasticidad del material tiene gran importancia en la respuesta dinámica de la estructura.

- Mediante el análisis steady state, se observa que para valores de frecuencias alrededor del 1Hz el aspa puede entrar en resonancia, consiguiendo valores más altos de desplazamientos en la utilización del material GPR Aramid Kevlar.

- Tal y como se detalla en esta investigación, el efecto del amortiguamiento tiene un papel muy importante en el estudio dinámico de vibraciones, ya que se contabilizan reducciones en el desplazamiento del tip del orden del 15-20%. Resultados que se contraponen a los resultados publicados por Fei Chaoyang et al en el 2005, los cuales afirman el poder omitir el efecto del dumping en el cálculo matricial al tener éste poca influencia en la frecuencia natural de vibración por flexión.

- Con relación al análisis dinámico modal realizado en la torre con variación de la fuerza horizontal aplicada en su parte superior como porcentaje de la fuerza vertical aplicada, se observa que para valores de la fuerza horizontal menores al 50%Fv se consigue valores de desplazamiento del orden de cm, pero cuando esta fuerza se aumenta notablemente hasta valores del 500% Fv, los desplazamiento puede llegar a ser aproximadamente de un metro.

Por lo que hace al análisis de steady state, se observa que la estructura puede entrar en resonancia para valores de frecuencias alrededor del 1.6 Hz, consiguiendo así valores de 14 cm en el caso de menor fuerza aplicada hasta valores desorbitados de 8 y 14 m en los casos de aplicar una fuerza de

horizontal de valor  $300\%F_v$  i  $500\% F_v$  provocando así un daño catastrófico en la estructura.

- Murtagh et al en el 2005 exponen que se puede subestimar el desplazamiento en la parte superior de la torre sino se considera interacción entre la torre y rotor, especialmente si la frecuencia del rotor es muy parecida a la de la torre; en esta investigación se observa una gran diferencia entre las frecuencias fundamentales del rotor y la torre y no se ha observado acoplamiento de la torre y aerogenerador completo en el barrido de modos de vibración predeterminados hecho que da lugar a pensar en la necesidad de futuros estudios de investigación de interacción entre la torre y el rotor modelados

Los resultados aquí presentados analizan el comportamiento dinámico-estructural de los elementos que constituyen un aerogenerador de eje horizontal con tres aspas como del aerogenerador concebido en su forma global, pudiendo ser útiles como punto de partida para futuros estudios que quieran profundizar en este campo.

Siguiendo los pasos marcados en el estudio de Arrigan et al en el 2011, se promueve el interés científico en la realización de un estudio futuro variando la velocidad de rotación de la parte del rotor empleando el modelo Prototipo diseñado en este trabajo de investigación.

La innovación y la inquietud por aprender son las bases del desarrollo económico y cultural.

## 9 BIBLIOGRAFÍA

Arrigan John. , Pakrashi Vikram. , Basu Biswajit. , Nagarajaiyah Satish. Control of flapwise vibrations in wind turbine blades using semi-active tuned mass dampers. Structural Control and Health Monitoring. (2011)

Buckney Neil. , Pirrera Alberto. , D.Green Steven, Weaver M.Paul, Structural efficiency of a wind turbine blade. Science (2008)

Chaoyang Fei. , Wang Nan. , Zhou Bo. , Chen Changzheng. Dynamic performance investigation for large-scale wind turbine tower. Diagnosis and Control Center. China (2005)

Danish Energy Agency. Type Approval Scheme for Wind tubines, Recommendations of design documentation and Test of wind turbine blades. (2002).

Deborah D.L. Chung. Washington. Carbon Fiber Composites. (1994)

Det Norske Veritas, Copenhagen and Wind Energy Department, RisØ National Laboratory. Guidelines for design of wind turbines. 2<sup>nd</sup> Edition. (2002)

EEA. Technical report nº6. Europe's onshore and offshore wind energy potential. (2009)

Esteban Cornejo Millán. *El Sistema Eólica. Diseño Aerodinámico. Master en Energías Renovables y Mercado Energético* (2007/2008)

Gamesa catálogos

<http://www.gamesacorp.com/recursos/doc/productosservicios/aerogeneradores/catalogo-g5x-850-kw.pdf>

Hameeda Z. , Honga Y.S. , Choa Y.M. , Ahnb S.H. , Songc. C.K. *Condition monitoring and fault detection of wind turbine and related algorithms*. Science Direct. (2007)

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

IDAE Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía. *Manuales de energía renovable 3*. (2006)

IDAE. Energía Eólica. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. (2006)

IDAE Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía. *Análisis del recurso. Atlas eólico de España*. Estudio Técnico (2011-2010)

Manuales Abaqus FEA

Análisis User's Manual, Vol. II: Analysis. Section 6.3.5 Frecuencia naturales

Análisis User's Manual, Vol. II: Analysis. Section 6.3.3 Modal Dynamics

Análisis User's Manual, Vol. II: Analysis. Section 6.3.4 Steady State

Murtagh P.J, Basu B, Broderich B.M. *Along-wind response of a wind turbine tower with blade coupling subjected to rotationally sampled wind loading*. Engineering Structures. (2005)

Naca Airfoil

<http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>

[http://www.dept.aoe.vt.edu/~mason/Mason\\_f/CAtxtAppA.pdf](http://www.dept.aoe.vt.edu/~mason/Mason_f/CAtxtAppA.pdf)

Negm Hani M. , Maalawi Karam Y. *Structural design optimization of wind turbine towers*. Computer&Structures. (1999)

Oñate. E. *Cálculo de estructuras por el método de los elementos finitos* (1995)

Stiano A, Basu B. *Dynamics and control of vibration in wind turbines with variable rotor speed*. Engineering Structures. (2013)

The European Wind Energy Association. [www.ewea.org](http://www.ewea.org)

Van der Hooft E.L, Schaak P. , Van Engelen T.G.. Diciembre 2003. *Wind turbine control algorithms*. (2003)

Weinstein Eric W., *Frobenius Method*. Mathworld.

## ESTUDIO DE VIBRACIONES EN UN AEROGENERADOR DE FUSTE METÁLICO

<http://mathworld.wolfram.com/FrobeniusMethod.html>

W.Y.Liu. *The vibration analysis of wind turbine blade-cabin-tower coupling system*. Engineering Structures. (2003)

Wenyi Liu, Baoping Tang, Yonghua Jiang. *Status and problems of wind turbine structural health monitoring techniques in China*. Renewable Energy. (2010)